

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas

Autor: Alfredo Alves de Albuquerque
Orientador: Franco Giuseppe Dedini

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETOS MECÂNICOS**

Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas

Autor: Alfredo Alves de Albuquerque
Orientador: Franco Giuseppe Dedini

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Projetos Mecânicos

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2003
S.P. – Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

AL15s Albuquerque, Alfredo Alves de
Caracterização da resposta dinâmica de uma CVT por
polias expansivas / Alfredo Alves de Albuquerque.--
Campinas, SP: [s.n.], 2003.

Orientador: Franco Giuseppe Dedini
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Modelos matemáticos. 2. Modelos mecânicos. 3.
Correias e transmissão por correias. 4. Veículos a motor
Dinâmica. 5. Máquinas automáticas. I. Dedini, Franco
Giuseppe. II. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETOS MECÂNICOS**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO

Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas

Autor: **Alfredo Alves de Albuquerque**
Orientador: **Franco Giuseppe Dedini**

Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini, Presidente
UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas

Prof. Dr. Milton Dias Júnior
UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas

Prof. Dr. Oscar Antonio Braunbeck
UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas

Campinas, 10 de julho de 2003.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Fernando de Albuquerque e Maria de Lourdes Alves de Albuquerque, meus irmãos e meus amigos, que sempre me incentivaram quando eu mais precisei.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A Deus por traçar o meu caminho e também o caminho daqueles que o cruzaram e continuaram, e daqueles que acompanharam e ainda participam do meu.

Aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu amigo e orientador, Franco Giuseppe Dedini, que me indicou e me acompanhou nos caminhos a serem seguidos.

Aos meus irmãos, pelo exemplo e apoio.

Aos meus amigos Geraldo, Amiel, Emerson, Wagner, Flávia, Hélio, Raquel, entre outros, pela compreensão, paciência e incentivo.

A todos os professores, colegas e funcionários do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

Ao DPM da FEM – UNICAMP – e a CAPES pelo apoio e incentivo ao desenvolvimento.

*Não há mal que aconteça que não se aproveite para o bem,
pois tudo que acontece na nossa vida é para o nosso bem,
mesmo sem sabermos o real propósito, nada acontece por acaso!*

Sumário

RESUMO	viii
ABSTRACT	ix
LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xv
LISTA DE SÍMBOLOS	xvi

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 ASPECTOS GERAIS.....	1
1.2 ASPECTOS ESPECÍFICOS.....	1
1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO.....	2
1.4 ORGANIZAÇÃO DOS CAPÍTULOS.....	2

CAPÍTULO 2

REVISÃO SOBRE TRANSMISSÕES

2.1 GENERALIDADES.....	4
2.2 RELACIONAMENTO HOMEM MÁQUINA.....	5
2.3 SALTOS TECNOLÓGICOS.....	5
2.4 PROPULSÃO DE VEÍCULOS.....	7
2.5 A IMPORTÂNCIA DAS SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS.....	8
2.6 A IMPORTÂNCIA DAS TRANSMISSÕES MECÂNICAS.....	9
2.7 TRANSMISSÕES E VARIADORES.....	10

2.7.1 Variadores/Redutores por Engrenagens.....	11
2.7.2 Variadores/Redutores por Correntes.....	25
2.7.3 Variadores/Redutores por Correias.....	29
2.7.4 Variadores/Redutores por Rodas de Atrito.....	39
2.7.5 Variadores/Redutores por Esferas.....	47
2.7.6 Variadores com Acionamento Hidráulico.....	50
2.7.7 Variadores/Redutores Eletromagnéticos.....	50
2.7.8 Variadores de Velocidade Semi-Automáticos.....	54

CAPÍTULO 3

TRANSMISSÕES VEICULARES

3.1 HISTÓRICO DAS CVTs VEICULARES.....	58
3.2 TRANSIÇÃO DOS CÂMBIOS ESCALONADOS PARA AS CVTs.....	60
3.3 TRANSMISSÕES POR POLIAS EXPANSIVAS PARA AUTOMÓVEIS.....	61
3.3.1 Variador de Corrente de Pinos Abaulados (Sistema RH).....	65
3.4 CVTs NA FÓRMULA 3 E NA FÓRMULA 1.....	66
3.5 APLICAÇÕES AUTOMOTIVAS DAS CVTs TOROIDAIS.....	73
3.5.2 Meio-Toroidal.....	73
3.6 CVTs USADOS EM BICICLETAS.....	77
3.6.1 CVT da Systems.....	77
3.6.2 CVT do Wagner.....	78

CAPÍTULO 4

UM EXEMPLO INDUSTRIAL DE CVT POR POLIAS EXPANSIVAS E CORRENTE

4.1 INTRODUÇÃO.....	80
4.2 SOLICITAÇÕES NO VARIADOR POR CORRENTE PARA APLICAÇÕES EM CARROS DE PASSAGEIRO.....	82
4.2.1 Capacidade de Transmitir Potência e a Cobertura da Relação.....	84
4.2.2 Eficiência.....	90
4.2.3 Comportamento Estacionário e Dinâmico em Operação.....	92
4.2.4 Acústica.....	94
4.2.5 Robustez.....	99

CAPÍTULO 5

MODELAGEM E PERFORMANCE DA CVT

5.1	INTRODUÇÃO.....	102
5.2	MODELAGEM DA CVT.....	103
5.2.1	<i>Tipos de Acionamentos da CVT.....</i>	109
5.2.2	<i>Síntese da CVT.....</i>	111
5.2.3	<i>Estudo do Acionador da Polia Motora.....</i>	115
5.2.4	<i>Estudo do Acionador da Polia Movida.....</i>	120
5.3	MODELAGEM DINÂMICA DO VEÍCULO.....	125
5.3.1	<i>Resistência Aerodinâmica.....</i>	126
5.3.2	<i>Resistência ao Rolamento.....</i>	126
5.3.3	<i>Resistência ao Aclive.....</i>	126
5.3.4	<i>Cálculo do Torque Resistivo.....</i>	127

CAPÍTULO 6

RESULTADOS

6.1	ASPECTOS GERAIS.....	130
6.2	ALTERANDO COMPONENTES O ACIONADOR DA CVT.....	137
6.2.1	<i>Variando a Massa dos Roletes.....</i>	138
6.2.2	<i>Variando o Coeficiente Elástico das Molas dos Roletes.....</i>	140
6.2.3	<i>Variando o Coeficiente Elástico da Mola da Polia Movida.....</i>	143
6.2.4	<i>Caminhos Possíveis da CVT de Acordo com a Alteração dos Componentes.....</i>	145
6.3	ESTUDO QUANTO AO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL.....	146
6.3.1	<i>Elementos que Influenciam no Consumo de Combustível.....</i>	146
6.3.2	<i>Determinando o Consumo de Combustível.....</i>	147

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

7.1	CONCLUSÃO.....	150
7.2	TRABALHOS FUTUROS.....	150

BIBLIOGRAFIA	152
--------------------	-----

ANEXO 1

IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL (PROGRAMA)

A.1 ASPECTOS GERAIS.....	155
A.2 ASPECTOS ESPECÍFICOS.....	155
A.3 PROGRAMA DA CVT.....	158

ANEXO 2

TRANSMISSÃO DA FORÇA NA CORREIA

TRANSMISSÃO DA FORÇA NA CORREIA.....	173
--------------------------------------	-----

ANEXO 3

MOLA TORSIONAL

MOLA TORSIONAL.....	176
---------------------	-----

ANEXO 4

MOLA DE COMPRESSÃO

MOLA DE COMPRESSÃO.....	178
-------------------------	-----

Resumo

ALBUQUERQUE, Alfredo Alves de, *Caracterização da Resposta Dinâmica de uma CVT por Polias Expansivas*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002. 179 p. Dissertação (Mestrado).

O crescente mercado das transmissões continuamente variáveis exige que suas características de performance sejam plenamente conhecidas e constantemente incrementadas. Dos vários tipos construtivos existentes optou-se pela modelagem do sistema de polias de diâmetro variável e correia. Sabendo que as transmissões são parte do trem de força de qualquer veículo, um modelo irá incluir as características de saída do motor, torque e rotação e todos os componentes de uma transmissão automática que utilize CVT's, cujo objetivo inicial é determinar a geometria de funcionamento e o posicionamento da correia na CVT. Saber seu comportamento, se está desempenhando seu papel da maneira ótima. Uma análise dinâmica do sistema permite conhecer o comportamento dinâmico da transmissão. Apresentando-se as formulações e equações de movimento que representam as interações e os comportamentos dinâmicos dos vários componentes do sistema de transmissão de um veículo e através de uma simulação do modelo e a obtenção dos resultados pode-se otimizar o aproveitamento de combustível do veículo que pode ser feito através do mapa de consumo característico de cada motor obtido no programa comercial Matlab.

Palavras Chave

- Equações de movimento, CVT, Variadores de velocidade, Comportamento, Funcionamento.

Abstract

ALBUQUERQUE, Alfredo Alves de, *Characterization of the Dynamic Answer of a CVT for Expansive Pulleys*, Campinas,: College of Engineering Mechanics, State University of Campinas, 2001. 179 p. Dissertation (Master Degree).

The increasing market of the continuously changeable transmissions demands that its characteristics of performance fully are known and constantly developed. Of the some existing constructive types one opted to the modeling of the system of pulleys of changeable diameter and leather strap. Knowing that the transmissions are part of the train of force of any vehicle, model will go to include characteristics of exit of engine, torque and rotation and all components of transmission automatic that it uses CVT.s, which the initial objective is to determine the geometry of functioning and the positioning of the leather strap in the CVT. Saber its behavior, if is playing its role in the excellent way. A dynamic analysis of the system allows knowing the behavior dynamic of the transmission. Presenting the formularizations and equations of motion that they represent the interactions and the dynamic behaviors of the some components of the system of transmission of a vehicle and through a simulation of the model and the attainment of the results the fuel exploitation of the vehicle can be optimized that can be made through the map of characteristic consumption of each engine gotten in the commercial program Matlab.

Key Words

- Equations of motion, CVT, Variators of speed, Behaviour, Functioning

Lista de Figuras

2.1	Réplica do Carro de Karl Benz.....	6
2.2	Classificação das Transmissões.....	10
2.3	Redutores de Engrenagens Helicoidais.....	12
2.4	Variadores/Redutores Marítimos.....	14
2.5	Variadores/Redutores Marítimos.....	14
2.6	Variadores/Redutores Marítimos.....	14
2.7	Variadores/Redutores Marítimos.....	14
2.8	Variadores/Redutores Marítimos.....	14
2.9	Variadores/Redutores Marítimos.....	14
2.10	Variadores/Redutores Marítimos.....	15
2.11	Redutores planetários.....	16
2.12	Trem de engrenagens simples.....	16
2.13	Trem de engrenagens composto.....	16
2.14	Trem planetário simples.....	17
2.15	Secção média esquemática de um trem planetário simples.....	18
2.16	Variador/redutor a rosca sem fim.....	21
2.17	Variador/redutor de engrenagens cônicas.....	22
2.18	Variador zigue-zague.....	24
2.19	Variador/redutor de correntes.....	26
2.20	Variador de corrente de lamelas.....	27
2.21	Esquema de um variador de corrente de lamelas.....	27
2.22	Exemplos de atritos de escorregamento, ruídos e aquecimento.....	28
2.23	Sistema Reduciclo.....	28
2.24	CVT por polias e correia.....	36
2.25	Variador de polias móveis.....	38
2.26	Rodas de Atrito Constantes.....	40
2.27	CVT “Disco-Roda”.....	41

2.28	CVT “Cone-Roda”	42
2.29	CVT “Cone-Duplo”	42
2.30	CVT “Toroidal de rodas”	43
2.31	CVT “Toroidal cone-forma”	44
2.32	CVT por Engrenagens de Fricção Variáveis.....	44
2.33	Rodas de Atrito Cônicas.....	45
2.34	Associação Múltipla de Rodas de Atrito.....	45
2.35	Componentes da CVT Toroidal.....	47
2.36	Funcionamento da CVT Toroidal.....	47
2.37	Variador/redutor de esferas.....	48
2.38	Variador de velocidade Cleveland.....	49
2.39	Gráficos rotação e torque pela frequência.....	57
3.1	Esboço da CVT de Daimler.....	58
3.2	Chatchat (1902) – Com Câmbio Contínuo e Variável de Acionamento Mecânico.....	60
3.3	O DAF 33 e sua Transmissão por CVTs.....	62
3.4	Local da Montagem da CVT no Veículo.....	62
3.5	O DAF 55 e sua Transmissão por CVTs.....	63
3.6	Nissan Hypertronic CVTM6.....	64
3.7	Variador de corrente de pinos abaulados.....	66
3.8	Esquema de um variador de corrente de pinos abaulados.....	66
3.9	Carro do DAF: Rally e Competição.....	67
3.10	Carro do DAF Restaurado.....	67
3.11	Visão Traseira do Carro do DAF: Conjunto Motor e CVTs.....	68
3.12	Montagem do Par de CVTs no Carro do DAF.....	68
3.13	CVT na Fórmula 1.....	70
3.14	CVT Automotivo por Polias Expansivas.....	70
3.15	O Compacto Câmbio do Honda Insight, modelo híbrido que também utiliza CVT.....	71
3.16	O M6 Hyper-CVT da Nissan: mudanças manuais sequenciais ao estilo do Tiptronic.....	72
3.17	CVT Meio-Toroidal.....	75
3.18	Câmbio Toroidal.....	75
3.19	Torotrak.....	76
3.20	Conjunto do Torotrak e os Demais Elementos da Transmissão.....	76
3.21	CVT aplicado à bicicleta.....	78
3.22	CVT Wagner para bicicletas.....	79
4.1	Variador por corrente LuK com sistema de aperto e unidade de controle hidráulica.....	81

4.2	Contato das faces curvas da corrente com as das polias.....	82
4.3	Crêterios para avaliação funcional do variador por corrente.....	82
4.4	Modelo do variador corrente desenvolvido pela LUK.....	85
4.5	Linha móvel dos pinos do balancim nas polias (simulação).....	86
4.6	Circulação da força de Conec��o com os Discos pela largura excedente da corrente (simulação).....	86
4.7	FEA-Modelo da placa de ligação e do pino do balancim.....	87
4.8	Contato do pino do balancim � polia 1 para relações diferentes.....	87
4.9	Otimização do sistema <i>tribological</i> “pino do balancim - polia – �leo”	88
4.10	Procedimento de cálculo da acumulação dos danos a corrente.....	89
4.11	Capacidade de torque do variador corrente.....	90
4.12	Eficiência da corrente e da correia do impulso para a relação da ultrapassagem [3] (rev. do RPM da polia 1 = 2000).....	91
4.13	Diferença na eficiência a corrente e a correia do impulso para as relações diferentes (de medida de LuK, de rev. do RPM da polia 1 = 2000).....	91
4.14	Força de aperto.....	93
4.15	Relação da força de aperto.....	93
4.16	Coeficiente de mudança de velocidade para diferentes polias projetas (simulação, rev. da polia primária = 3000 RPM).....	94
4.17	Seqüência do impulso e excitação acústica do corrente (simulação).....	95
4.18	Otimização da acústica da corrente pela variação da seqüência do passo.....	97
4.19	Variador de corrente com trilho de guia dirigido ao meio.....	97
4.20	Transferência do ruído da estrutura transportado por via �erea do variador.....	98
4.21	Preparação sobre a relação do variador para projetos diferentes de polia.....	100
4.22	Como trabalha o novo CVT <i>multitronic</i> da Audi.....	101
5.1	Modelo ilustrativo dos componentes de um veículo.....	104
5.2	Veículo Mini-Baja.....	105
5.3	Gráfico da curva de torque do motor.....	105
5.4	Gráfico da curva de potência do motor.....	106
5.5	Modelo ilustrativo do sistema de transmissão.....	107
5.6	Diagrama de fluxo de torque e rotação.....	108
5.7	Forças na correia e nas faces da polia.....	108
5.8	Polia motora totalmente aberta em operação.....	110
5.9	Polia motora totalmente fechada em operação.	110
5.10	CVT com Acionamento Hidráulico.	110
5.11	CVT proposta com os raios ajustados.....	111

5.12	Posições máximas da correia nas polias motora e movida – Caso 1 e Caso 2 – e seus ângulos de abraçamento (β_p e β_s).....	112
5.13	Gráfico do ângulo de abraçamento da correia nas polias motora (entrada) e movida (saída) em graus pelo ângulo de inclinação da correia.....	113
5.14	Gráfico dos raios ajustados das polias motora (entrada) e movida (saída) pelo ângulo (α) de inclinação da correia em relação à distância entre centros.....	114
5.15	Posição da correia nas polias nos diâmetros médios $\rightarrow \alpha = 0 \leftrightarrow Rt = 1 : 1$	114
5.16	Esboço do Acionamento por Força Devido à Inércia das Massas.....	115
5.17	Esboço do Acionamento a partir da Força Resultante.....	118
5.18	Esboço do Acionamento da Polia Movida.....	120
5.19	Conjunto do Acionador da Polia Movida.....	121
5.20	Estudo das Forças no Camo.....	122
5.21	Forças na Mola da Polia Movida.....	123
5.22	Forças no Acionador da Polia Movida.....	124
5.23	Gráfico da Faixa de Abrangência da Relação de Transmissão pela Rotação do Motor.....	125
5.24	Forças Agindo no Veículo em Movimento.....	126
6.1	Variação da Inclinação da Pista.....	130
6.2	Gráfico do torque de saída pela rotação do motor.....	131
6.3	Gráfico do torque resistivo pela rotação do motor.....	131
6.4	Gráfico do torque de saída e torque resistivo pela rotação do motor.....	132
6.5	Gráfico da relação de transmissão pela rotação do motor.....	133
6.6	Gráfico das Forças nos Acionadores pelo Tempo.....	134
6.7	Gráfico do Torque Resistivo pela Rotação.....	135
6.8	Gráfico da Aceleração do Veículo pelo Tempo.....	136
6.9	Gráfico da Velocidade do Veículo pelo Tempo.....	136
6.10	Gráfico do Deslocamento do Veículo pelo Tempo.....	137
6.11	Gráfico da rotação da roda do veículo pelo tempo.....	137
6.12	Relação da Transmissão da CVT Variando-se as Massas dos Roletes.....	138
6.13	Gráfico da Aceleração do Veículo Variando-se as Massas dos Roletes.....	139
6.14	Gráfico da Velocidade do Veículo Variando-se as Massas dos Roletes.....	139
6.15	Gráfico do Deslocamento do Veículo Variando-se as Massas dos Roletes.....	140
6.16	Relação da Transmissão da CVT Variando-se o Coeficiente da Mola dos Roletes.....	141
6.17	Gráfico da Aceleração do Veículo Variando-se o Coeficiente da Mola dos Roletes.....	141
6.18	Gráfico da Velocidade do Veículo Variando-se o Coeficiente da Mola dos Roletes.....	142
6.19	Gráfico do Deslocamento do Veículo Variando-se o Coeficiente da Mola dos Roletes.....	142
6.20	Relação da Transmissão da CVT Variando-se o Coeficiente da Mola da Polia Movida.....	143

6.21	Gráfico da Aceleração do Veículo Variando-se o Coeficiente da Mola da Polia Movida.....	144
6.22	Gráfico da Velocidade do Veículo Variando-se o Coeficiente da Mola da Polia Movida.....	144
6.23	Gráfico do Deslocamento do Veículo Variando-se o Coeficiente da Mola da Polia Movida...	145
6.24	Comportamento do Torque Resistivo em Função da Alteração das Massas dos Roletes, Coeficiente Elástico da Mola no Braço dos Roletes e Coeficiente Elástico da Mola na Polia Movida.....	146
6.25	Mapa de consumo de combustível.....	149
A.1	Fluxograma do Programa.....	157
A.2	Esquema das Forças na Correia.....	173
A.3	Exemplo de Mola Torsional.....	176
A.4	Mola de Secção Transversal Cilíndrica Constante de Compressão.....	178

Lista de Tabelas

5.1	Características do Modelo.....	127
A.3.1	Características da Mola.....	178

Lista de Símbolos

CAPÍTULO 2

REVISÃO SOBRE TRANSMISSÕES

R_s	Raio da Engrenagem Sol.....	18
R_p	Raio da Engrenagem Planeta.....	18
R_r	Raio da Coroa.....	18
R_c	Raio do Suporte dos Planetas.....	18
A_s	Rotação da Engrenagem Sol.....	18
A_p	Rotação da Engrenagem Planeta.....	18
A_r	Rotação da Coroa.....	18
A_c	Rotação do Suporte dos Planetas.....	18
N_s	Número de Dentes da Engrenagem Sol.....	19
N_p	Número de Dentes da Engrenagem Planeta.....	19
N_r	Número de Dentes da Coroa.....	19
Z_1, Z_2, Z_3	Número de Dentes das Engrenagens 1, 2, 3.....	22
I, II, III	Eixos.....	22
n_1	Rotação da Engrenagem 1.....	23
n_2	Rotação da Engrenagem 2.....	23
i	Relação de Transmissão.....	23
k_1 e k_2	Acoplamentos 1 e 2.....	24
$d_1, d_2, d_3,$ d_4, d_5, d_6	Diâmetros das Polias 1, 2, 3, 4, 5 e 6.....	29

S	Somatória dos Diâmetros das Polias.....	29
L	Comprimento da Correia.....	31
A	Afastamento dos Eixos das Polias.....	31
d_g	Diâmetro Máximo da Polia.....	31
d_k	Diâmetro Mínimo da Polia.....	31

CAPÍTULO 4

UM EXEMPLO INDUSTRIAL DE CVT POR POLIAS EXPANSIVAS E CORRENTE

$x_k, x_2 \text{ e } x_3$	Planos de Referência 1, 2 e 3.....	85
$x'_1, x'_2 \text{ e } x'_3$	Planos de Referência Complementar 1, 2 e 3.....	85
UD	Mínima Relação de Transmissão.....	87
OD	Máxima Relação de Transmissão.....	87
k	Coefficiente de Mudança de Velocidade das Polias.....	93
di/dt	Gradiente da Variação da Relação de Transmissão pelo Tempo.....	93
ΔF_1	Relação da Força na Polia Primária.....	93

CAPÍTULO 5

MODELAGEM E PERFORMANCE DA CVT

T_m	Torque Fornecido pelo Motor.....	104
ω_m	Rotação de Saída do Motor.....	104
Rt	Relação de Transmissão da CVT.....	104
T_{res}	Torque Resistivo a CVT.....	104
ω_p	Rotação na Saída da CVT, entrada no Planetário.....	104
Rt_p	Relação de Transmissão do Planetário.....	104
ω_r	Rotação da Roda do Veículo.....	104
T_{pres}	Torque Resistivo ao Planetário e ao Deslocamento do Veículo.....	104
v	Velocidade Longitudinal do Veículo.....	104
h	Aclive da Pista.....	104
N	Força de Reação Normal da Força de Acionamento.....	109
N_x	Força de Reação Resultante Axial no Eixo Horizontal x da Força de Acionamento.....	109

N_y	Força de Reação Resultante Radial no Eixo Vertical y da Força de Acionamento.....	109
F_c	Força de Inércia da Correia de Deslocamento no Sentido Radial.....	109
F_{at}	Força de Atrito Contrária ao Deslizamento da Correia no Sentido Radial.....	109
F_{atL}	Força de Atrito Contrária ao Deslizamento da Correia no Sentido Longitudinal de Contato no Ângulo de Abraçamento da Correia nas Polias.....	109
x_1	Deslocamento do Disco Móvel da Polia Motora.....	111
x_2	Deslocamento do Disco Móvel da Polia Movida.....	111
L	Comprimento da Correia.....	112
X	Distância Entre Eixos das Polias Motora e Movida.....	112
R_p	Raio Nominal de Contato da Correia na Polia Motora.....	112
R_s	Raio Nominal de Contato da Correia na Polia Movida.....	112
β_p	Ângulo de Abraçamento da Correia na Polia Motora.....	112
β_s	Ângulo de Abraçamento da Correia na Polia Movida.....	112
α	Ângulo de Inclinação da Correia em Relação à Linha da Distância Entre Eixos das Polias.	113
Rm_1	Raio Nominal Médio da Polia Motora para o Comprimento da Correia Padrão Escolhida...	114
Rm_2	Raio Nominal Médio da Polia Movida para o Comprimento da Correia Padrão Escolhida..	114
Rm	Raio Nominal Médio das Polias para o Comprimento da Correia Padrão Escolhida.....	115
θ	Ângulo de Inclinação do Braço do Rolete.....	115
F_M	Força da Mola na Base do Braço do Rolete.....	116
P	Força Peso do Rolete.....	116
F_{Mola}	Força da Mola na Polia Movida.....	116
$F_{2_{CAMO}}$	Força do Camo.....	116
r_1	Deslocamento Radial do Rolete.....	116
r_0	Posição Origem do Rolete.....	116
k_r	Constante Elástica da Mola Torsional Localizada na Base do Braço do Rolete.....	116
m	Massa do Rolete.....	116
g	Aceleração da Gravidade.....	116
F_C	Força Devido à Inércia da Massa do Rolete.....	117
F_{comp}	Força de Compressão na Correia.....	117

L_r	Comprimento do Braço do Rolete.....	117
σ	Ângulo de Inclinação dos Discos das Polias.....	117
F_R	Força Resultante Atuante Sobre Cada Rolete.....	117
F_N	Força Normal a Superfície de Contato do Rolete.....	117
$F_{1_{ROLETE}}$	Força de Compressão Devido a Cada Rolete.....	117
F_1	Força de Compressão da Correia pelo Disco da Polia Motora.....	117
ζ	Ângulo Complementar ao de Inclinação do Camo da Polia Motora.....	118
$R_{1_{MÁX}}$	Raio Nominal Limite Máximo da Polia Motora.....	119
$R_{1_{MÍN}}$	Raio Nominal Limite Mínimo da Polia Motora.....	119
$r_{2_{MÁX}}$	Raio Nominal Limite Máximo da Polia Movida.....	119
$r_{2_{MÍN}}$	Raio Nominal Limite Mínimo da Polia Movida.....	119
R_1	Variação do Raio Nominal da Polia Motora.....	119
r_2	Variação do Raio Nominal da Polia Movida.....	119
μ	Coefficiente de Atrito.....	119
F_{1Tan}	Força Tangencial Transmissível na Correia pela Polia Motora.....	119
T_{Tm1}	Torque Transmissível na Polia Motora.....	119
T_{T1}	Torque Transmitido na Polia Motora.....	119
$T_{perdido}$	Torque Perdido.....	119
a_{m1}	Aceleração do Motor devido à Patinação da Correia na Polia Motora para o Caso 1.....	119
I_m	Inércia do Motor.....	119
T_{res}	Torque Resistivo que Chega a CVT.....	121
$F_{t_{2_{CAMO}}}$	Força Tangencial no Camo.....	121
$F_{N_{CAMO}}$	Força Normal a Superfície de Ação do Camo.....	121
$F_{2_{CAMO}}$	Força de Acionamento do Disco da Polia Movida.....	121
δ	Ângulo de Inclinação do Camo da Polia Motora.....	121
$r_{2_{CAMO}}$	Raio Médio do Dispositivo Camo.....	121
K	Constante Elástica da Mola da Polia Movida.....	123

$F_{Pré}$	Força de Pré Carga na Mola.....	123
F_2	Força de Compressão da Correia pelo Disco da Polia Movida.....	124
A_{er}	Resistência Aerodinâmica.....	125
Rol	Resistência ao Rolamento.....	125
Sub	Resistência ao Aclive.....	125
c_w	Coefficiente de Arrasto do Ar.....	126
ρ	Densidade do Ar.....	126
A_f	Área Frontal do Veículo.....	126
v	Velocidade do Veículo.....	126
v_0	Componente da Velocidade do Vento em Oposição a Direção em que o Veículo se Desloca.....	126
M	Massa do Veículo.....	126
g	Aceleração da Gravidade.....	126
f	Coefficiente de Resistência ao Rolamento.....	126
ϕ	Ângulo de Inclinação da Pista.....	126
Tot	Resistência Total Equivalente ao Movimento do Veículo.....	127
$Tresv$	Torque Resistivo ao Movimento do Veículo.....	127
R	Raio dos Pneus do Veículo Achatados devido a Rolagem.....	127
F_{2Tan}	Força Tangencial Transmissível na Correia pela Polia Movida.....	128
T_{Tm2}	Torque Transmissível na Polia Movida.....	128
T_{T2}	Torque Transmitido na Polia Movida.....	128
$T_{perdido2}$	Torque Perdido para o Caso 2.....	128
a_{m2}	Aceleração do Motor devido à Patinação da Correia na Polia Motora para o Caso 2.....	128
T_{total}	Torque Total Transmitido.....	129
a	Aceleração do Veículo.....	129
$Rota$	Rotação do Motor.....	129
t	Intervalo de Tempo.....	129

CAPÍTULO 6

RESULTADOS

T_{resm}	Torque Resistivo que Chega ao Motor.....	135
R_{ti}	Relação de Transmissão da CVT e do Planetário.....	135
C	Consumo de Combustível.....	147
m_c	Massa de Combustível Consumido.....	148
Q_r	Densidade do Combustível em kg/l.....	148
s	Distância Percorrida em km.....	148
V	Volume de Combustível Consumido em Litros.....	148
g	Coefficiente de Expansão de Combustível.....	148
t_k	Temperatura do Combustível em $^{\circ}C$	148

ANEXO 2

TRANSMISSÃO DA FORÇA NA CORREIA

F	Força de Contato.....	173
F_{atr}	Força de Atrito.....	173
F'	Força de Contato Normal à Superfície do Disco da Polia.....	173
μ'	Coefficiente de Atrito em Cunha.....	173
F_1	Força no Lado da Correia com Carregamento.....	173
F_2	Força no Lado da Correia com Frouxa.....	173
β	Ângulo de Abraçamento da Correia nas Polias.....	173
F_v	Força de Pré-tensão.....	173
F_U	Força de Periférica.....	173
F_F	Força Devido a Inércia da Correia.....	175
Q	Densidade do Material da Correia.....	175
A_c	Área da Secção da Correia.....	175
v_c	Velocidade da Correia.....	175
F_S	Força de Cada Lado da Correia Devido a Deflexão.....	175

ANEXO 3

MOLA TORSIONAL

σ_b	Tensão Torsional.....	176
M	Momento na Mola.....	176
F	Força Aplicada na Mola.....	176
R	Distância do Centro da Mola ao Ponto de Aplicação da Força.....	176
k_r	Constante Elástica da Mola.....	176
α	Ângulo de Torção da Mola.....	176
E	Módulo de Elasticidade.....	176
l	Comprimento da Mola Reta.....	176
r	Raio da Espira.....	177
n	Número de Espiras Ativas.....	177

ANEXO 4

MOLA DE COMPRESSÃO

σ_r	Tensão de Ruptura.....	178
σ_{adm}	Tensão Admissível.....	178
D	Diâmetro Nominal da Mola.....	178
d	Diâmetro do Arame da Mola.....	178
Xm	Comprimento da Compressão da Mola para Pré-Carga.....	178
L	Comprimento da Mola Relaxada.....	178
Lp	Comprimento da Mola Comprimida.....	178
Wt	Momento Inercial.....	179
Jt	Momento Inercial.....	179

Capítulo 1

Introdução

1.1 – Aspectos Gerais

As transmissões são elementos intermediários entre a fonte de potência e a carga. Normalmente a relação de transmissão pode se fixa (escalonada) ou variada de forma contínua. Uma transmissão é um dispositivo que é usado para fornecer um jogo de saídas discretas de velocidade angular de uma fonte de velocidade, cujo objetivo é permitir que o motor permaneça em seu regime de máximo torque, ou potência em certas circunstâncias, durante o maior intervalo de tempo possível. A necessidade de uma relação de transmissão específica visa atender a demanda instantânea de potência de uma carga com condições particulares de torque e rotação. Neste trabalho serão focadas as transmissões de variação contínua.

1.2 – Aspectos Específicos

Uma Transmissão Continuamente Variável (CVT) é um dispositivo de transmissão de potência, no qual a relação de velocidades pode ser mudada de maneira contínua. Uma CVT transmite potência sem as descontinuidades típicas das transmissões escalonadas, de forma a evitar mudanças abruptas no torque e na velocidade de saída e, é especialmente útil onde um certo número fixo de relações de transmissão não é adequado para realizar a função desejada. Diferentes conceitos de CVT's têm aparecido, e podem ser amplamente divididos em categorias tais como: CVT's de Fricção, CVT's de Tração, CVT's Hidrostáticas, CVT's Hidrocinéticas, CVT's Elétricas. Neste trabalho dar-se-á ênfase as CVT's de Tração.

As CVTs vêm ganhando mercado e têm sido muito empregadas principalmente na área automobilística, para reduzir o consumo de combustível, diminuir a emissão de poluentes no ar e também para maximizar a dirigibilidade e o conforto. Vêm chamando a atenção sobre sua eficiência e despertando um crescente interesse para estudos de suas propriedades e comportamentos dinâmicos, e também para o desenvolvimento de novos projetos visando sempre à otimização dos recursos disponíveis.

1.3 – Objetivos do Trabalho

Este trabalho tem por objetivo caracterizar a resposta dinâmica de uma CVT por polias expansivas. Assim, será incluída a modelagem deste sistema de transmissão por polias de diâmetro variável e correia para se conhecer o comportamento dinâmico desta CVT. Outro objetivo é determinar a geometria de funcionamento e o posicionamento da correia nesta CVT. A partir desta modelagem, poder-se-á fazer uma simulação, em Matlab, de um veículo numa pista virtual, estimar o desempenho deste veículo equipado com esse tipo de transmissão e eventualmente utilizar tal programa para determinar valores como velocidade, aceleração e deslocamento. Desta forma, futuramente, poder-se-á otimizar a eficiência desta transmissão e o aproveitamento de combustível do veículo.

1.4 – Organização dos Capítulos

A pesquisa e o levantamento histórico são baseados em livros de mecânica, em catálogos de fabricantes de equipamentos e elementos de transmissão, em trabalhos de graduação e dissertações de mestrado de alunos anteriormente aprovados na UNICAMP, em relatórios e *papers* de trabalhos apresentados e de revistas científicas, e na “Internet”.

A monografia completa terá sete capítulos. No primeiro capítulo tem-se a introdução quanto ao assunto que se destina à dissertação, os objetivos quanto a este trabalho e a organização dos capítulos.

No segundo capítulo constará o levantamento histórico onde estão apresentados comentários sobre o desenvolvimento do homem e seu relacionamento com as máquinas, os saltos tecnológicos, o surgimento do automóvel e sua importância econômica e social, implementação dos computadores como ferramenta para simulações ou testes, desenvolvimento dos motores, a importância das transmissões mecânicas e exemplos destas transmissões e variadores.

No terceiro capítulo serão apresentadas algumas transmissões veiculares, o histórico das CVTs veiculares e principalmente sua importância no passado e a tendência a sua aplicação na atualidade.

No quarto capítulo será mostrado um exemplo detalhado de uma CVT automotiva industrializada e serão descritos o funcionamento desta CVT por polias expansivas e corrente, estruturar a grande variedade das exigências sobre um variador CVT, as características da corrente, o estudo dos possíveis fatores que influenciam na relação de transmissão, a capacidade da potência e cobertura da relação, a eficiência, o comportamento estático e dinâmico em operação, a acústica, a robustez e os melhoramentos no projeto.

No quinto capítulo será apresentada a modelagem dinâmica da CVT, onde constará o desenvolvimento matemático e equacionamento a partir das equações de Newton, e também a análise do comportamento do sistema e suas faixas de operação, incluindo-se os demais elementos de transmissão, a modelagem dinâmica do veículo, as curvas de torque e potência do motor e as resistências ao movimento, o funcionamento e posicionamento da correia nas polias e demais reações quanto ao comportamento da CVT.

No sexto capítulo constará a análise dos resultados.

No sétimo capítulo constarão as conclusões e sugestões para próximos trabalhos.

Capítulo 2

Revisão Sobre Transmissões

2.1 – Generalidades

Desde o início, o homem busca manipular e modificar as características e a natureza dos materiais de modo a atender as suas necessidades e vontades. O fato de querer mover e manusear livremente objetos que estavam além das capacidades físicas ou qualquer coisa que lhe exigisse demasiado esforço fizeram com que ele desenvolvesse outras capacidades. Com isso o homem passou a ir além dos seus limites físicos, dotado de intelecto e muita criatividade, utilizando-se de ferramentas que ele mesmo desenvolveu, vem estudando, aprimorando-se e conhecendo um mundo físico, até então inexplorado e o traduzindo numa linguagem abstrata e universal que é a matemática. Esta linguagem tenta retratar o mundo físico como o conhecemos. Foram criadas teorias, elaboradas leis que dessem explicações e respostas, mesmo que aproximadas, que satisfizessem nossas ambições e facilitassem a compreensão desta realidade que nos cerca.

Estes estudos deram uma grande margem para o invento e o desenvolvimento de ferramentas e máquinas que foram precursoras dos equipamentos, máquinas e ferramentas modernas que fazem parte do nosso cotidiano e por diversas vezes utilizamos sem lembrarmos da longa trajetória no tempo que estas percorreram.

Com o passar dos anos, máquina e homem caminharam juntos e tornaram-se íntimos. O homem dividiu em áreas de estudo o mundo que o cercava. Uma destas áreas é a Mecânica que o

envolve com o mundo dos materiais, dos corpos, das energias e posteriormente com o mundo das máquinas.

2.2 – Relacionamento Homem x Máquina

O relacionamento homem-máquina vem de longa data. Por exemplo, a necessidade de elaborar formas de transmitir forças em forma de movimentos exigiu estudo, criatividade, esforço e muitas tentativas. O homem descobriu a alavanca, estudou os efeitos das forças nos corpos e como transmiti-las, conheceu os materiais e as formas de tratá-los e manipulá-los exigindo muita paciência e trabalho.

Alguns exemplos destes meios de transmissão mecânica são: por engrenagens, por correntes, por correias, por rodas de atrito, etc.

Um exemplo de máquina que evoluiu com o emprego de engrenagens foi o torno que até então, a transmissão mecânica era feita através de correias que estavam conectadas a um eixo principal que transmitia este movimento a todas as linhas de tornos.

Esta evolução deu margem ao desenvolvimento de muitos outros equipamentos, cada vez mais velozes e mais potentes. O torno foi o precursor de muitas outras máquinas existentes hoje.

Depois se passou a pensar em se fazer combinações desses sistemas de transmissão que melhor se adequassem às necessidades específicas ou/e generalizadas de cada projeto, usuário ou equipamento.

2.3 – Saltos Tecnológicos

Segundo Moraes (2001), a própria história mostra que, em certos períodos, a humanidade experimentou grandes saltos tecnológicos. Como exemplos temos as Revoluções Industriais dos Séculos XVII e XIX e a Revolução Tecnológica do Século XX. Muitas invenções e inovações são marcantes e muito empregadas, mas o que marcou realmente o Século XX foi o automóvel.

Apresentado em 13 de Julho de 1886 em Mannheim-Alemanha, por Karl Benz, em pouco mais de um século de história (figura 2.1), o automóvel movido a derivados de petróleo tornou-se o elemento dominante da sociedade mundial. Tornou as indústrias automotivas e petrolíferas grandes empregadoras. Transformou-se no principal meio de locomoção, e ao mesmo tempo, numa das maiores fontes de poluição do ar e consumidor de destilados de petróleo. O automóvel pode ser, até mesmo, interpretado como um símbolo de “status” de seu proprietário.

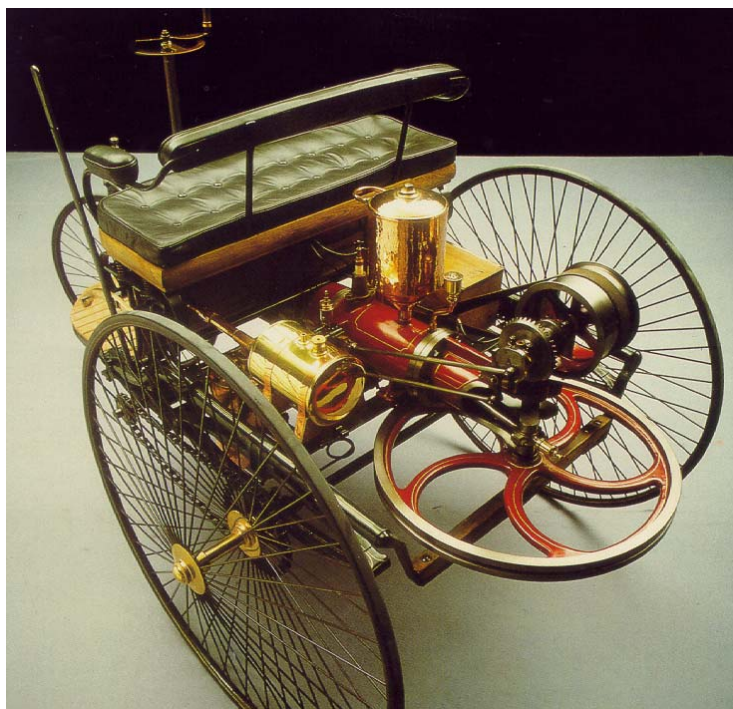


Figura 2.1 - Réplica do Carro de Karl Benz.

Devido ao desenvolvimento dos motores de combustão e de vapor e ao surgimento dos motores elétricos, com altas velocidades e torques, passou a haver a necessidade de se fazerem reduções e variações de velocidades que se adequassem a cada trabalho, evitando-se assim muitos tipos de motores para cada função. Para mínimas variações de velocidade ter-se-ia de fabricar um novo motor.

Os variadores são comumente usados para alterar a velocidade e o torque de saída de um motor e adequá-lo as necessidades do equipamento ou do usuário. Com isso começaram a surgir os primeiros **variadores de velocidade**. O mais comum dos variadores de velocidade é o **redutor**

que tem apenas uma redução fixa. Isto é, para cada rotação de entrada só tem uma rotação de saída respectiva.

Os demais **variadores de velocidade** também variam as velocidades de saída, mas numa escala flexível. A razão pode variar de acordo com a necessidade do usuário ou do equipamento para cada velocidade desejada na saída do variador, dentro dos limites entre as razões máxima e mínima do projeto do variador. Por exemplo, pode se ter uma única rotação na entrada do variador e ter uma ou mais variações desta rotação na saída do variador de velocidade. Caso entrem várias rotações, o mesmo acontece, sairão várias rotações, quantas forem possíveis, dentro dos limites entre as razões máxima e mínima do variador.

Os variadores e redutores mais comuns são sistemas de transmissão mecânica basicamente formada por engrenagens, correntes, correias, polias, rodas de atrito, etc.

2.4 – Propulsão de Veículos

Os motores de combustão interna tornaram-se o sistema de propulsão preferido, em detrimento aos motores a vapor e elétricos, apesar de possuírem uma limitação básica e persistente: a falta de potência a baixas rotações. Por isto, uma transmissão de relações variáveis é utilizada para permitir que o motor funcione a uma rotação razoável independente da velocidade do veículo.

A maior vantagem dos motores elétricos e a vapor foi, e é, que eles desenvolvem o torque máximo mesmo em rotação zero, situação necessária para tirar o veículo do repouso. Por outro lado os fatores favoráveis aos motores à combustão interna quando comparados aos demais são: pequenos e leves, possuem partida instantânea, também disponível nos motores elétricos, baixo custo, boa relação peso-potência, grande autonomia sem reabastecimento e são capazes de produzir altas velocidades.

Conhecendo-se as limitações e desvantagens dos motores à combustão interna deve-se tentar eliminá-las, ou ao menos minimizar seus efeitos.

2.5 - A Importância das Simulações Computacionais

Um modo é a otimização dos componentes que constituem o automóvel. Para se otimizar um sistema mecânico deve-se escolher quais parâmetros de projeto podem ser variados, como a curva do motor ou a caixa de transmissão, por exemplo, e verificar a influência destes parâmetros no comportamento final do sistema.

A simulação por meio de *software* é citada já nos anos 60. Naquela época, percebia-se a importância desse tipo de ferramenta, e as facilidades a ela associadas. Com ensaios realizados em computadores pode-se verificar o comportamento de quaisquer variáveis desejadas. O uso de modelos, mais ou menos completos, possibilita que haja um grande número de resultados. Cabendo assim ao usuário coletar, interpretar e, se necessário, realizar modificações nos projetos.

Outra vantagem das simulações é a possibilidade de se criar alternativas de projeto sem a necessidade da construção de protótipos. Por exemplo, ao invés de se construir diversas caixas de câmbio e montá-las num veículo de testes, tem-se a alternativa mais prática de se fazer alterações num modelo matemático preexistente e a simulação das diversas montagens propostas.

A importância das simulações está em fatores econômicos e ambientais. Sobre os fatores econômicos pode-se falar em duas vertentes distintas: a dos fabricantes e a dos consumidores. Do ponto de vista das indústrias, é notória a luta constante por redução de custos. O custo da construção de um protótipo para testes, às vezes destinado à destruição em *crash-tests*, pode chegar a dezenas de milhares de reais. A construção de um modelo para simulação em computador tem o custo reduzido em pelo menos os valores de construção do protótipo. A utilização de modelos simples pode reduzir ainda mais esses custos monetários e de tempo. Um impacto da redução de custos implica em valores de venda menores, favorecendo assim os consumidores finais.

Do ponto de vista dos consumidores, o preço a ser pago por um carro novo pode não ser um fator de exclusão, mas o consumo de combustível pode ser que sim. Para o uso diário do veículo é preferível ter um carro cujo preço é um pouco maior, mas em compensação, cujo

consumo seja sensivelmente menor (custo-benefício).

A ausência de protótipo funcional diminui a quantidade de lixo industrial produzida, podendo ter impactos positivos para a imagem da empresa. Outro fator, esse ainda mais importante, é a restrição cada vez maior das legislações de emissões. Os fabricantes podem simular e otimizar modelos de combustão em motores que reduzam as emissões de poluentes, ou ainda, simular veículos que consumam menos combustível. A maneira mais conveniente é a modelagem que minimiza o consumo, já que os modelos de mecânica dos fluidos e de combustão são difíceis de serem obtidos e de resolução complicada e demorada.

2.6 - A Importância das Transmissões Mecânicas

Como forma de diminuir o consumo de combustível dos motores deseja-se que estes operem na condição de máxima eficiência no torque máximo pelo maior tempo possível. Considerando que todas as peças móveis do motor não sofrem alterações significativas de suas propriedades mecânicas durante a sua utilização, pode-se dizer que o ponto de máxima eficiência ocorre quando o torque desenvolvido é máximo. Entretanto, certos motores não permitem dizer o ponto de máximo torque, pois o torque máximo é desenvolvido em um intervalo de rotações, e não em uma rotação específica.

Em alguns casos, estas condições de funcionamento podem não ser as ideais. Nessas situações o importante é a adaptação de torque, ou potência, às necessidades imediatas do veículo. Em um atoleiro, por exemplo, a aplicação do maior torque disponível pelo sistema motor-transmissão pode gerar uma situação desagradável para o motorista. Nesse caso o torque deve ser aplicado de forma a permitir que o veículo se desloque.

As seguintes características são desejáveis nas transmissões:

- Produção em massa a baixos custos: assim pode-se viabilizar economicamente sua fabricação;
- Alta eficiência: possibilitando economia de combustível;
- Conforto: sem barulho e variação de aceleração quando a troca de marchas;

- Peso e volume baixos: o próprio peso da transmissão a torna mais ou menos eficiente quando associada ao conjunto global do veículo;
- Pouca necessidade de manutenção: uma transmissão não é considerada economicamente viável se forem necessárias excessivas e freqüentes horas de manutenção;
- Confiabilidade e grande vida útil: a troca da transmissão também é um elemento prejudicial ao custo total durante a vida útil do veículo.

As transmissões podem ser classificadas de várias maneiras. Uma classificação é apresentada na figura 2.2.

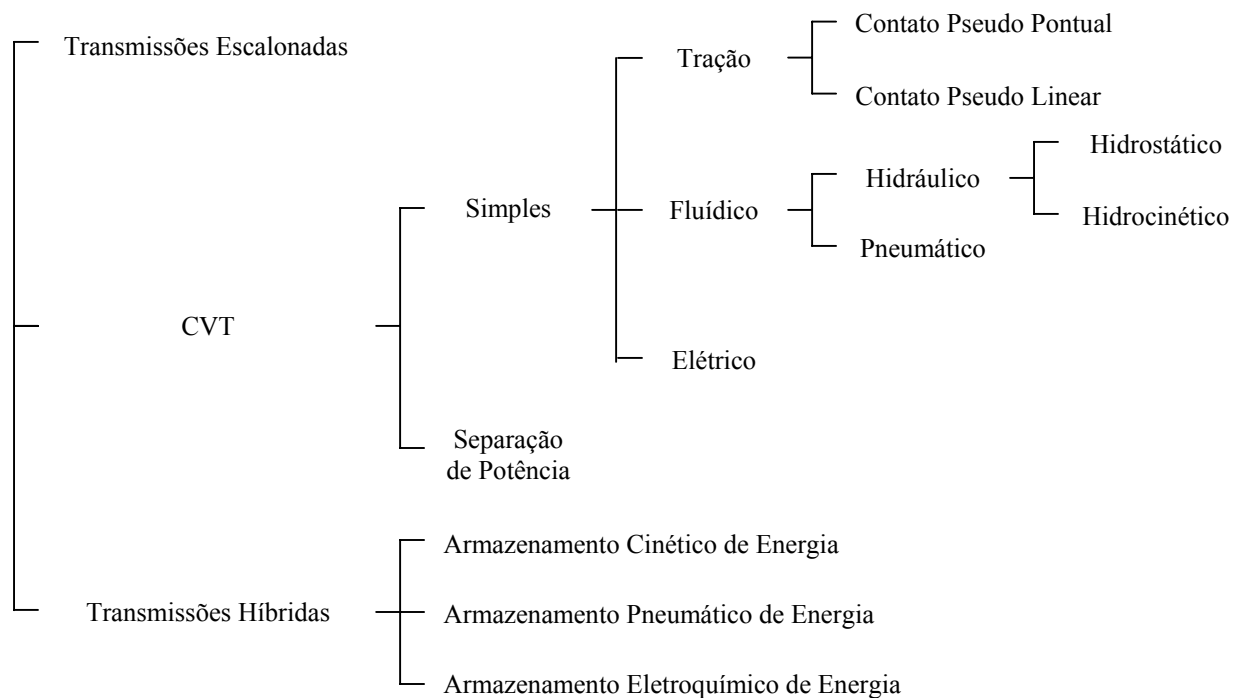


Fig. 2.2 – Classificação das Transmissões

2.7 – Transmissões e Variadores

Existem diferentes tipos de variadores e redutores de velocidade, de acordo com os diferentes tipos e combinações de transmissões mecânicas (engrenagens, correntes, correias, rodas de atrito, etc.).

2.7.1 – Variadores/redutores por engrenagens

a) Redutores (variadores de dois eixos)

Esses variadores possuem dois ou mais pares de engrenagens que ligam entre si dois eixos apoiados em mancais fixos. O variador mais simples desse tipo é o variador básico de dois escalões.

Nesse tipo a velocidade angular de acionamento (rotação principal de entrada) é transformada, uma vez pelos pares de engrenagem 1-2 e, a seguir, pelas engrenagens 3-4 para a velocidade final.

Os variadores/redutores de engrenagens podem ser de engrenagens cilíndricas (de dentes retos, dentes helicoidais e rosca sem-fim) e engrenagens cônicas (de dentes retos ou de dentes curvos).

b) Variador/reductor de engrenagens cilíndricas

Desde o início, a adoção de engrenagens helicoidais foi rapidamente aceita em instalações a vapor, por serem mais eficientes e menos ruidosas que as engrenagens de dentes retos. Nessa primeira fase emprega-se engrenagem de redução simples. Com o contínuo desenvolvimento da turbina a vapor passou-se a trabalhar em rotações mais altas. Nestas condições tornou-se necessário o emprego de conjuntos redutores com múltipla redução. Assim, não existe limite prático para a relação de redução utilizada.

Atualmente todas as instalações de turbina a vapor utilizam dupla redução. Entretanto engrenagens de simples redução continuam sendo empregadas em instalações com propulsão “Diesel” tanto para motores de média como de alta rotação.

O desenvolvimento de redutores e variadores (figura 2.3 – catálogo SEW DO BRASIL) tem se caracterizado por contínuos aperfeiçoamentos dos materiais e de técnicas e equipamentos

de produção para proporcionar uma maior confiabilidade e uma vida mais longa. A especificação de potência das engrenagens tem crescido para atender as exigências de equipamentos maiores e mais rápidos. Pode-se identificar nessa evolução os seguintes passos: a passagem de simples para dupla redução (em instalações à turbina), a introdução de soldagem para a construção das rodas e das carcaças de engrenagens; e a introdução de materiais de maior dureza para pinhões e engrenagens para satisfazer o requisito de maiores cargas sobre os dentes.

Os primeiros projetos de redutores incorporavam muitos dispositivos para minimizar os efeitos de flexão e torção do pinhão e de imperfeições na fabricação e no alinhamento. Entretanto, a experiência mostrou que tais dispositivos eram desnecessários, e os elementos dos redutores são projetados e fabricados de tal forma que pressões uniformes nos dentes são obtidos sem o uso de quaisquer dispositivos tenham que, por fim, compensar as deflexões do pinhão.

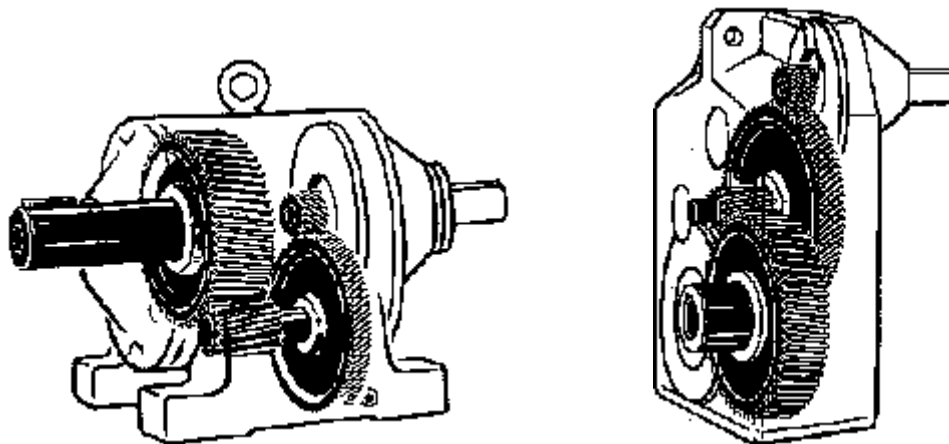


Fig. 2.3 – Redutores de engrenagens helicoidais

c) Variadores/redutores marítimos

Quase todos os redutores marítimos empregam engrenagens cilíndricas helicoidais de hélice dupla. Esta configuração possui a vantagem de desenvolver forças iguais e de sinais contrários. Esta vantagem é bastante significativa quando a potência transmitida atinge valores altos.

Segundo apostila “Instalações de Máquinas I”, a figura 2.4 representa o arranjo mais simples de um redutor, isto é, um pinhão engrenando com uma coroa (entrada única, saída única,

“*single input.single output*”) como se observa no caso de uma instalação *Diesel* (1 único motor) com redução. Este arranjo não é aplicado quando a máquina principal é uma turbina, mas pode ser encontrado em conjuntos auxiliares (bombas, geradoras) acionadas por turbina a vapor.

A figura 2.5 ilustra um sistema com 2 pinhões (dupla entrada, saída única, “*double input-single output*”) empregado comumente em instalações propulsoras que apresentam dois motores *Diesel* de média ou alta rotação. Este tipo também pode ser encontrado na segunda unidade de redução de instalações com turbina a vapor.

A figura 2.6 representa o tipo primitivo de redutor empregado com turbina a vapor. A diferença para o tipo anterior (fig. 2.5) consiste no número de mancais do pinhão. O terceiro mancal situado entre os hélices, é necessário devido à relação entre a largura da face do dente e o diâmetro do pinhão. Este tipo de redutor foi empregado para razões de redução de até aproximadamente 1:20.

A figura 2.7 (dupla redução, dupla entrada, articulado, “*double reduction, double input, articulated*”) é o arranjo usual de engrenagem de dupla redução empregado em navios movidos a turbina. Os dois pinhões são acionados pelos elementos (turbinas de alta e baixa pressão) de uma turbina “*cross-compound*”. A potência é dividida entre os dois pinhões pelas características da turbina, normalmente, em partes iguais. Este arranjo recebe o nome de articulado porque um flexível é geralmente disposto entre a primeira coroa e o segundo pinhão. Com este sistema é possível efetuar ajustes independentes torcionais e de alinhamentos, entre os elementos de alta e baixa velocidade.

A figura 2.8 representa o tipo alojado de redutor marítimo (dupla redução, dupla entrada, alojado; “*double reduction, double input, nested*”); este tipo tem sido também empregado em turbina “*cross-compound*”. A configuração mostrada possui os hélices da segunda coroa separadas para prover espaço para os elementos da primeira redução. Este tipo é simples, compacto e tem poucos mancais e acoplamentos, o que, entretanto, acarreta perda, de flexibilidade entre os elementos de alta e baixa rotação. Isto, às vezes, obriga a colocação de um mancal no eixo da engrenagem principal, entre os hélices. Por essa razão não é muito utilizado.

A figura 2.9 mostra o tipo trancado de redutor marítimo (dupla redução, única entrada, conjunto trancado; “double reduction, single input, locked train”). Neste caso a potência do pinhão de entrada é dividida igualmente entre os dois conjuntos intermediários. Sua vantagem é que os elementos da coroa são dimensionados para metade da potência transmitida e são, em consequência, menores que no caso de se dispor de um único elemento intermediário, o tamanho e o peso totais são reduzidos, mas há a desvantagem do número maior de partes além da necessidade, de se prover eixos flexíveis entre a primeira e a segunda redução.

A figura 2.10 mostra um outro tipo de redução trancado (dupla redução, dupla entrada, trancado; “double reduction, double input, locked train”) para turbinas “cross-compound”. Este arranjo é adotado em todos os navios de guerra de alta potência e está sendo aplicado agora em navios mercantes. Sua vantagem consiste principalmente na redução do peso e do tamanho do conjunto.

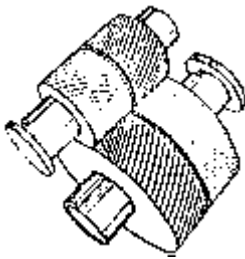


Fig. 2.4

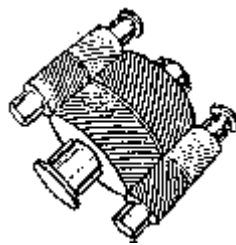


Fig. 2.5

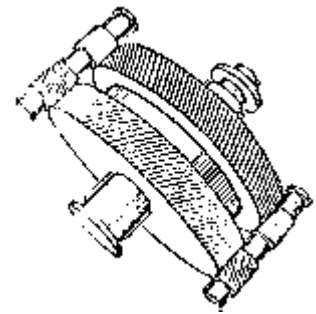


Fig. 2.6

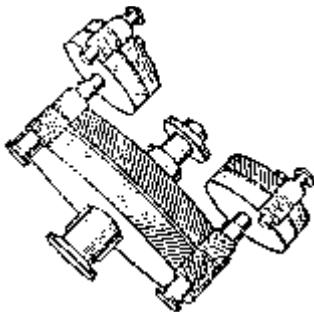


Fig. 2.7

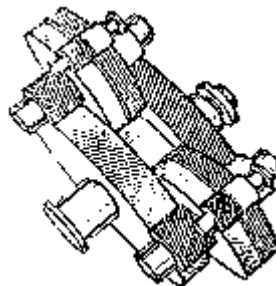


Fig. 2.8

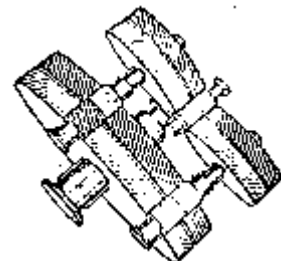


Fig. 2.9

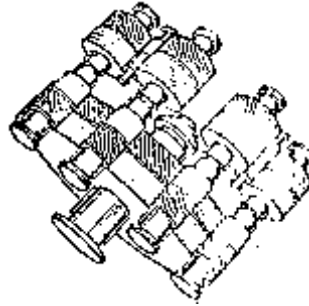


Fig. 2.10

d) Variador/redutor planetário

Segundo KURIHARA & DEDINI (1998), as transmissões planetárias (redução simples, planetário; “*single reduction, planetary or epicyclic*”) ou trens de engrenagens epicicloidais, como são também conhecidas, permitem uma ampla gama de aplicações, que vão das caixas de bifurcação de potência, como os diferenciais automotivos, sistemas de múltiplas relações de transmissão e engrenamento permanente, como as caixas Wilson, até sistemas de motorização de alta confiabilidade, como os utilizados na abertura das portas de carga dos ônibus espaciais americanos. Características importantes em sistemas mecânicos na atualidade, como a compacticidade e a confiabilidade, estão presentes nos planetários, que devido à possibilidade do múltiplo engrenamento, agem reduzindo o risco de pane em operação.

Os problemas relacionados aos planetários estão fundamentalmente ligados ao desenvolvimento do projeto dos mesmos, pois são sistemas de alta complexidade cinemática e difícil visualização (figura 2.11 – catálogo BREVINI RIDUTTORI). Os engrenamentos entre os componentes internos do planetário obedecem a rígidas condições de restrição, por exemplo restrições dimensionais, devido ao inter-relacionamento existente.

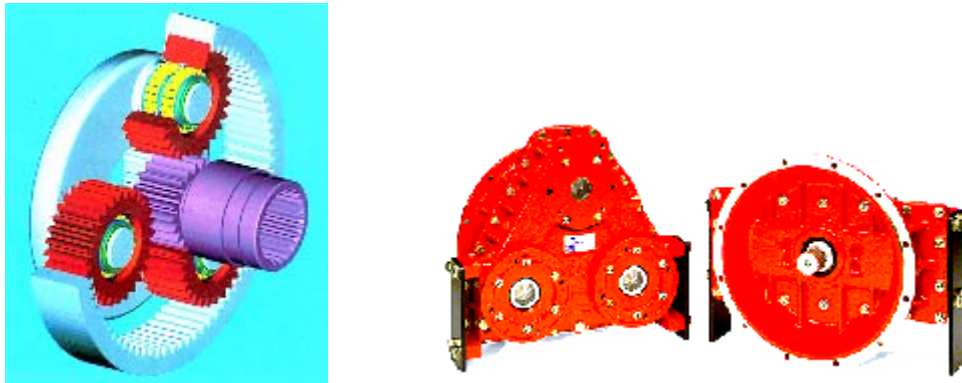


Fig. 2.11 – Redutores planetários

Os trens de engrenagens simples (figura 2.12) e compostos (figura 2.13) envolvem linhas de centro dos eixos das engrenagens que são estacionárias em relação à estrutura externa.

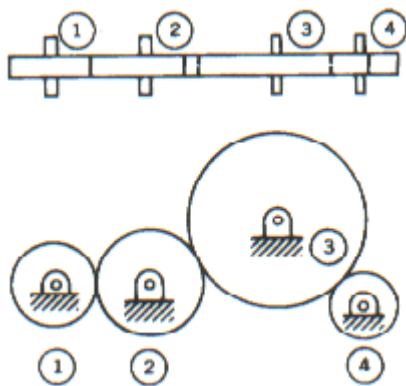


Fig. 2.12 – Trem de engrenagens simples

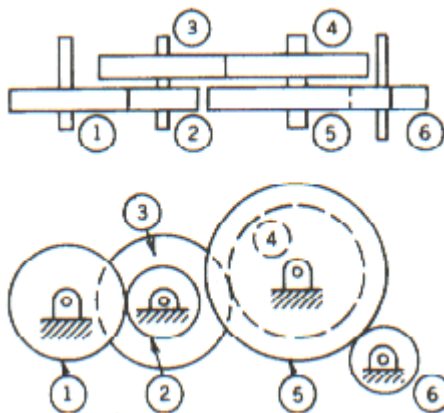


Fig. 2.13 – Trem de engrenagens composto

Existe também, uma segunda importante classe de trens de engrenagens, chamada *trens de engrenagens planetários*, no qual algumas das linhas de centro dos eixos das engrenagens, não são estacionárias. Um típico trem de engrenagem planetário simples é mostrado na figura 2.14. O nome dessa classe de trens de engrenagens vem da analogia com o sistema solar. A engrenagem central é chamada de *engrenagem sol*, e as engrenagens que circulam em volta denominam *planetas*. Há um único pinhão que aciona três ou mais engrenagens “planetas”. No entanto, não há nenhuma analogia astronômica com a *coroa*, uma engrenagem interna que se acopla à superfície dos planetas.

Os eixos dos planetas estão localizados no *suporte dos planetas*, como mostrado na figura, que é solidamente ligado ao acoplamento de saída. O suporte dos planetas é também chamado de *braço ou aranha*. A engrenagem de anel externa é mantida estacionária na carcaça do redutor. Este tipo de engrenagem tem sido aplicado em instalações propulsoras *Diesel* (conversão de navios classe Mariner) como primeira redução em instalações propulsoras a turbina, e em conjuntos turbo-geradores. Trens de engrenagens planetários são chamados alternativamente de *trens de engrenagens epicicloidais*, devido às curvas epicicloidais traçados pelos pontos periféricos dos planetas.

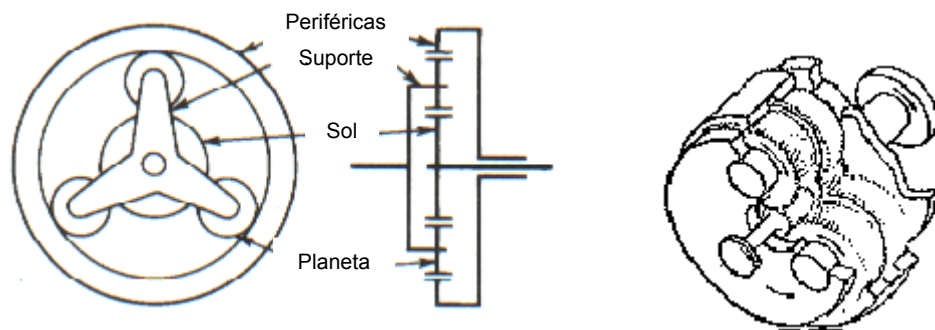


Fig. 2.14 – Trem planetário simples

Na secção esquemática, os planetas estão mostrados no plano da figura, embora no caso de três planetas igualmente espaçados nunca existirão dois no plano da figura ao mesmo tempo. Os eixos das engrenagens aparecem como linhas na vista esquemática (figura 2.15), e esta vista é simétrica em relação à linha de centro. Usualmente, a vista esquemática é abreviada mostrando-se apenas a metade de cima.

Observa-se que há três eixos saindo do trem de engrenagens, um para a engrenagem sol, e outros dois para o suporte de planetas e para a coroa. Em muitos casos, um dos eixos é fixado à estrutura de modo que somente dois eixos são móveis. Se todos os três puderem girar, então pelo menos dois devem ser colocados coaxialmente. Se o suporte dos planetas é fixo, a montagem não será diferente àquela considerada nos trens de engrenagem da seção anterior. A situação mais comum é fixar o sol ou a coroa, neste caso os planetas circulam em volta da engrenagem sol.

Observa-se que a rotação do planeta não está disponível para uma conexão externa; não há nenhum eixo externo que aciona diretamente, ou que é acionado pelos planetas. O sol, o suporte de planetas, e a coroa são apenas as rotações de entrada e saída dos trens de engrenagem planetários.

Com três eixos conectados, o trem de engrenagens planetário deve ter duas rotações determinadas para se obter à saída; neste caso tem-se um mecanismo de dois graus de liberdade. Se um dos eixos é fixo o que significa uma rotação fixada como zero, então, uma rotação adicional determinará a saída. Fixar um eixo reduz o mecanismo para um grau de liberdade.

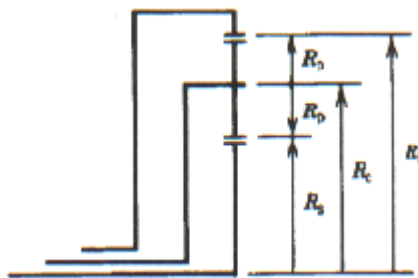


Fig. 2.15 – Seção média esquemática de um trem planetário simples

Considera-se um trem planetário simples mostrado na figura, onde os três eixos concêntricos localizados à esquerda se conectam ao sol, ao suporte de planetas e à coroa. O raio primitivo de todas as engrenagens está indicado, assim como o raio do suporte de planeta. Os termos A_s , A_c , A_p e A_r indicam as rotações do sol, do suporte de planetas, do planeta e da coroa, todos medidos em relação a uma estrutura de referência estacionária, adotando-se como positivo

o sentido que movimenta a borda superior do corpo para fora do plano da figura. Duas equações são necessárias (equação 2.1 e 2.2) para expressar a condição de rolamento sem ocorrer o deslizamento do contato sol-planeta e do contato planeta-coroa. É interessante analisar que essas equações expressam a igualdade do comprimento de arco que passa através do encontro em cada uma das engrenagens no seu ponto de contato:

$$R_s A_s = R_c A_c - R_p A_p \quad \text{Sol-Planeta} \quad \text{Eq. 2.1}$$

$$R_c A_c + R_p A_p = R_r A_r \quad \text{Planeta-Corona} \quad \text{Eq. 2.2}$$

A rotação do planeta pode ser eliminada somando-se as duas equações, obtendo-se a equação 2.3:

$$R_s A_s + R_r A_r = 2R_c A_c \quad \text{Eq. 2.3}$$

Esta é a relação cinemática entre as três rotações dos eixos, A_s , A_c , e A_r . Se apenas os números de dentes são conhecidos para cada engrenagem, ao invés do raio primitivo, é vantajoso reescrever as relações anteriores nesses termos.

Para o trem planetário simples, todos os componentes devem ter o mesmo passo diametral. Lembrando que o raio primitivo da engrenagem é o número de dentes dividido por duas vezes o passo diametral. Assim, o raio primitivo pode ser substituído e o fator comum retirado da equação, resultando em:

$$N_s A_s + N_r A_r = 2(N_s + N_p) A_c \quad \text{Eq. 2.4}$$

Onde N_s é o número de dentes das engrenagens. Se qualquer um dos componentes é fixado, a rotação associada se torna zero e o termo some da equação precedente. Esta relação pode ser diferenciada com relação ao tempo para obter a relação entre a taxa de rotação do eixo e a aceleração angular.

e) Variador/redutor de engrenagens a rosca sem fim

Segundo catálogo 01-85 CESTARI, os redutores do tipo coroa e rosca sem fim (figura 2.16 – catálogo SEW DO BRASIL), são projetados para o acionamento de toda classe de máquinas e aparelhos de baixa velocidade. Uma seleção variada de tamanhos, com reduções de 1:10 até 1:4000, e formas construtivas que permite sua instalação em diferentes posições, ocupando um espaço mínimo devido ao seu tamanho reduzido.

De acordo com o catálogo 01-85 CESTARI, a **irreversibilidade** é uma característica desejável dos redutores de rosca sem fim, isto quer dizer que não se pode acionar o redutor pelo eixo de saída.

Esta propriedade depende do rendimento, que varia de redutor para redutor, e também de fatores externos, como: vibrações, esforços alternativos, lubrificação, etc. É praticamente impossível assegurar a irreversibilidade de um redutor. Quanto mais distante estiver os redutores irreversível da zona neutra maior será a probabilidade de sua irreversibilidade. Os redutores por rosca sem-fim são divididos em três grupos:

Reversíveis: Os que podem ser acionados pelo eixo de saída.

Neutros: Podem ser reversíveis se a rosca receber um impulso inicial.

Irreversíveis: Não podem ser acionados pelo eixo de saída desde que não haja esforços externos.

Quando é necessário garantir a irreversibilidade do redutor, deve-se empregar dispositivo de anti-recuo.

Segundo JUNIOR (1995), considerando a dissipação do calor nas transmissões de parafuso sem-fim, esta pode ser considerada para outras transmissões, se bem que raramente seja necessário. Assim, para os parafusos sem-fim, deve-se verificar os projetos, não apenas no que se refere à resistência e desgaste, mas também no que diz respeito ao superaquecimento.

A seção de uma rosca sem-fim é de lados retos como a seção de um dente envolvente de uma cremalheira. Se o sem-fim fosse movimentado sem rotação numa linha reta perpendicular ao eixo da roda (coroa), a ação dos dentes, num plano que passa através do eixo do parafuso sem-fim, e normal ao eixo da roda, seria semelhante à ação dos dentes de uma cremalheira em uma engrenagem.

O perfil de lados retos da rosca do sem-fim facilita a produção, quer do ponto de vista da quantidade quer da precisão.

A rosca do sem-fim pode ser aberta num torno ou com tarraxa, ou pode ser frezada com freza helicoidal se bem que, se a precisão e uma melhor forma não forem importantes, as frezas de forma dêem resultados razoáveis.

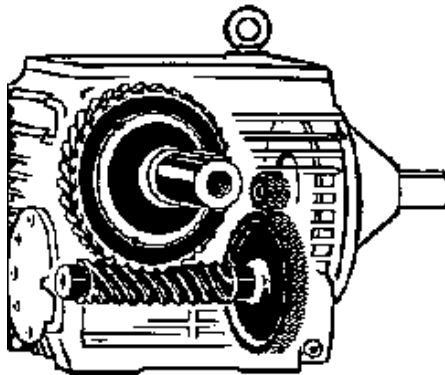


Fig. 2.16 – Variador/redutor a rosca sem fim

A refrigeração é feita através do próprio lubrificante, e de uma ventoinha acoplada à rosca sem-fim, que através das aletas da carcaça, refrigera todo o redutor.

f) Variador/redutor com engrenagens cônicas

Exemplo de um variador/redutor com engrenagens cônicas na figura 2.17 do catálogo SEW DO BRASIL.

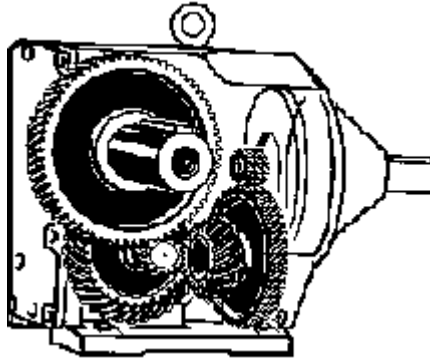


Fig. 2.17 – Variador/redutor com engrenagens cônicas

Os eixos de saída são dimensionados para suportarem as cargas indicadas. Todos os acentos, pontas de saída e furos (no caso de eixos vazados) são retificados e obedecem as tolerâncias normalizadas.

A lubrificação é feita por imersão em banho de óleo, garantindo uma perfeita lubrificação dos componentes. Para determinadas posições de serviço, são aplicados rolamentos lubrificados à graxa.

g) Variadores escalonados de engrenagens

Segundo LOURENÇO (1998), nos variadores escalonados de engrenagens, algumas destas são fixas sobre eixos, e outras são deslocáveis, outras soltas (loucas) e acopláveis.

As engrenagens cilíndricas são designadas com algarismos 1-2-3... ; seu número de dentes com as letras $Z_1, Z_2, Z_3 \dots$; os eixos com I, II, III...; e a direção de rotações com os sinais de mais (+) e de menos (-), sendo que o sinal de mais indica sentido horário e o sinal de menos o sentido anti-horário.

Nos variadores de engrenagens substituíveis, os momentos de torção são transmitidos do eixo I que é o eixo acionante para o eixo II que é o eixo acionado, quase que exclusivamente por engrenagens cilíndricas.

Nos acionamentos por engrenagens introduzem-se vantajosamente na equação da relação de transmissão os números de dentes no lugar dos diâmetros, de onde se obtêm:

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1 \quad \text{Eq. 2.5}$$

Para um acionamento simples de engrenagens, no qual o sentido de rotação é invertido, caso ele deva ser mantido inalterado, é necessário montar uma engrenagem intermediária. Porém a engrenagem intermediária não altera a relação de transmissão.

h) Variadores com engrenagens substituíveis/de troca

Esses variadores representam os variadores mais simples de engrenagens, no qual de caso em caso, são substituídas duas ou mais engrenagens, a fim de se obter a relação de transmissão desejada. As engrenagens substituíveis podem ligar diretamente dois eixos fixos (engrenagens de troca), ou podem ser dispostas como acionamento duplo.

Engrenagens de troca devem preencher, além da relação de transmissão, as condições para a distância entre eixos. No acionamento duplo de engrenagens substituíveis, ao contrário, o eixo intermediário é montado móvel sobre um braço basculante.

Pode-se, pois escolher arbitrariamente a soma do número de dentes, sem se preocupar com a distância fixa entre eixos, e é possível, com um número relativamente reduzido de engrenagens substituíveis, realizar uma série muito grande de relações de transmissão, dentro de uma ampla faixa. Os números de dentes das engrenagens substituíveis para máquinas-ferramentas são normalizados pela DIN 781.

i) Variadores com “zigue-zague” e recondução

A fim de se obter algumas das velocidades, é necessário que a força percorra o variador zigue-zague. As engrenagens são fixas ao eixo, mas são montadas em buchas podendo ser ligadas

ao eixo pelos acoplamentos k_1 e k_2 . Os circuitos para cada uma das velocidades, para as diversas posições dos acoplamentos, conforme figura 2.18, são:

$$n_4 : I - k_1 - 1 - 2 - k_2 - II$$

$$n_3 : I - k_1 - 3 - 4 - H_1 - k_2 - II$$

$$n_2 : I - k_1 - H_2 - 5 - 6 - k_2 - II$$

$$n_1 : I - k_1 - 3 - 4 - H_1 - 2 - 1 - H_2 - 5 - 6 - k_2 - II$$

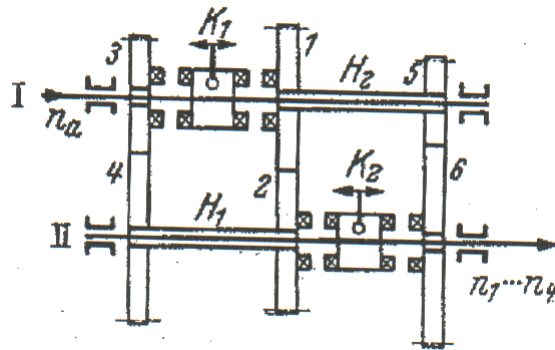


Fig. 2.18 – Variador zigue-zague

j) Variadores de inversão

Esses variadores são antepostos ou propostos aos variadores ou, ainda, interligados aos variadores escalonados, a fim de mudar o sentido de rotação, ramificar uma saída, unificar diversas saídas e, finalmente, para desviar para um outro plano a entrada ou saída.

Inversores são construídos como variadores de inversão de engrenagens cilíndricas, nos quais, na passagem do eixo motor para o eixo movido, estão montadas uma vez por um par de engrenagens sem intermediária e outra vez com intermediária.

Pode-se construir o inversor com relações de transmissão diferentes nos dois circuitos. Sendo possível, inverter também a rotação do motor de acionamento, obtém-se, então, pela dupla inversão, uma segunda série de velocidades.

Antigamente montava-se, com frequência, nos tornos, o inversor de báscula, um variador com engrenagens basculantes, do que decorrem várias desvantagens.

k) Variadores de ramificação

Variadores de ramificação são montados, por exemplo, em furadeiras múltiplas, a fim de levar a diversos eixos a velocidade mais econômica.

Nas entradas das caixas de avanço dos tornos de vara e fuso, encontra-se freqüentemente um variador de ramificação, por exemplo, que aciona dois eixos de saída, e com um fuso de passo métrico determina as velocidades de entrada para o corte de roscas métricas, de polegadas e de módulo.

2.7.2 – Variadores/redutores por correntes

Os variadores e redutores de correntes (figura 2.19) são definidos pela forma do sistema, formando ou não uma caixa variadora/redutora ou por fazerem combinações de correntes da forma mais funcional possível.

a) Variador/redutor de correntes simples, dupla, tripla e múltipla

As correntes podem ser simples, dupla, tripla, múltipla com suas devidas características. Uma simples transmissão por corrente pode ser um variador/redutor de velocidade.

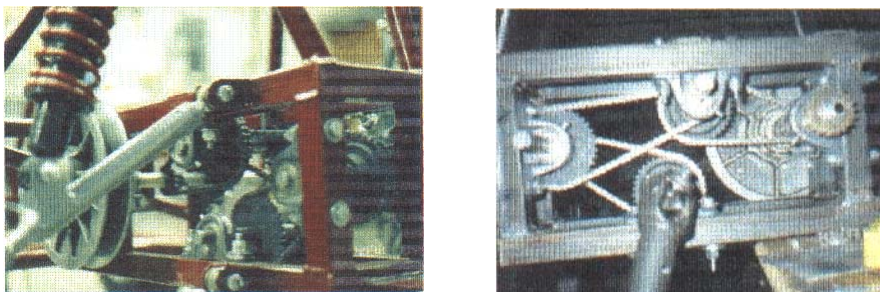


Fig. 2.19 – Variador/reductor por correntes

Os variadores de correntes visam oferecer soluções práticas para a maioria dos problemas de transmissão de energia mecânica, que exigem variações de rotação sem escalonamento (infinitas). Os variadores conjugam alto rendimento a baixo custo.

Suas principais características são, de acordo com catálogo TRANSMOTÉCNICA:

- sistema de transmissão positiva - as correntes de aço evitam o escorregamento entre os eixos de entrada e saída;
- precisão na regulação;
- larga faixa de variação possível, de acordo com as necessidades de aplicação;
- estágios a engrenagens padronizadas, no lado dos eixos de entrada e saída.

b) Variador de corrente de lamelas (Sistema *Posichain*)

O variador utiliza corrente de lamelas (figuras 2.20 e 2.21). A pressão entre os discos ranhurados e a corrente está sujeita ao momento de torção. Nesse sistema, o equipamento pode transmitir altas potências sem comprometer sua durabilidade.

Vantagens:

- alto rendimento, principalmente com cargas oscilantes;
- baixo aquecimento;
- transmissão positiva;
- funcionamento silencioso.

- possibilidade de adaptação de motores flangeados;
- utilização de acoplamentos de segurança, para correta aplicação do equipamento.

Os variadores podem ser fornecidos em forma de unidade para embutir. Com isso, encaixam-se às máquinas às quais se destinam e tornam-se parte integrante do conjunto, racionalizando espaço.

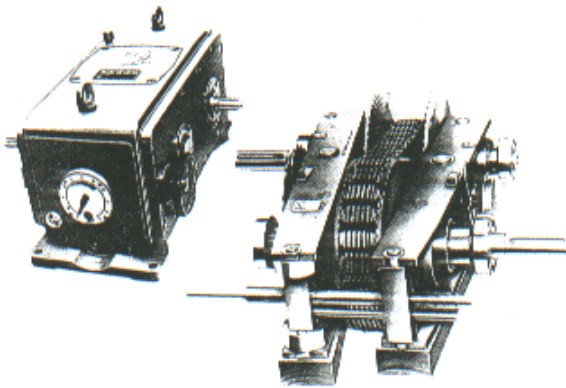


Fig. 2.20 – Variador de corrente de lamelas

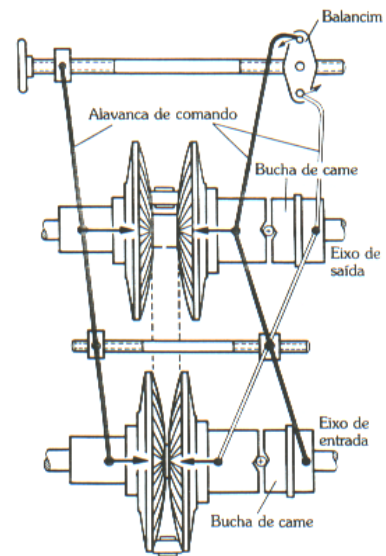


Fig. 2.21 – Esquema de um variador de corrente de lamelas.

c) Redutor Harmônico

Segundo catálogo YOK, o redutor de velocidade Reduciclo tem um sistema de construção coaxial, caracteriza-se pelo seu alto rendimento devido principalmente ao tipo aperfeiçoado de transmissão de potência através de contatos roletados e deslizantes, conforme figura 2.23, evitando os atritos de escorregamento, ruídos e aquecimento presenciados em redutores convencionais de engrenagens helicoidais e coroa e rosca sem fim (figura 2.22).

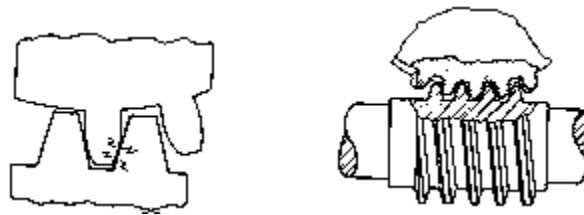


Fig. 2.22- Exemplos de atritos de escorregamento, ruídos e aquecimento

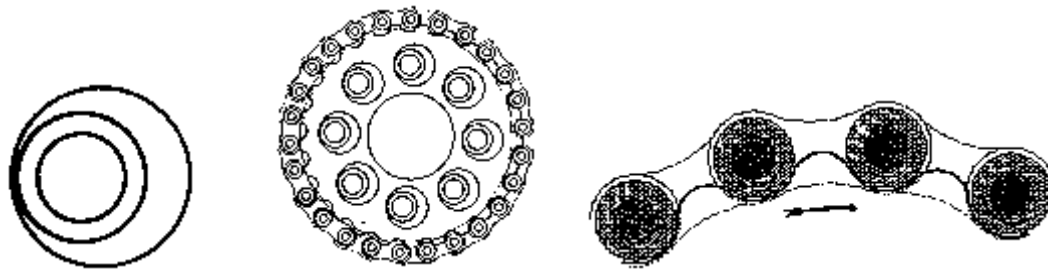


Fig. 2.23 – Sistema Reduciclo

Este sistema proporciona um funcionamento perfeito devido à combinação existente entre os dentes curvociclóides, rolos, e pinos, além do mecanismo de distribuição que possibilita uma capacidade de sobrecarga bastante elevada em comparação com os sistemas convencionais.

As principais vantagens dos reduciclos que podemos destacar além dos citados anteriormente são os seguintes:

- a) Alto rendimento.
- b) Permite um acoplamento direto do motor, formando um conjunto compacto, e totalmente blindado.
- c) Dimensões reduzidas, implicando num peso reduzido.
- d) Baixo nível de ruído.
- e) Baixa temperatura, devido ao baixo nível de atrito.
- f) Baixo nível de desgaste, devido às baixas velocidades relativas entre as peças móveis.
- g) Baixo consumo de energia elétrica devido ao alto rendimento.
- h) Possibilita aplicações em qualquer posição, com acoplamento flangeado ou com base.
- i) Mancal super escorado, permitindo grandes cargas radiais.

- j) Alta precisão e confiabilidade devido às operações de usinagens serem paralelos (facilidade de usinagem, retífica e controle de qualidade).
- k) Permite acoplamento a motores de alta rotação.
- l) Ausência de forças axiais nos eixos.
- m) Conserva a estética do sistema.
- n) É de fácil manutenção.

2.7.3 – Variadores/Redutores por correias

a) Variador simples de polia escalonada

Segundo LOURENÇO (1998), na transmissão por polia escalonada fica mantido o sentido de rotação. No caso da necessidade de alteração do sentido, deve-se montar a correia de forma cruzada.

Polias escalonadas possuem vários diâmetros de grandezas diferentes, podendo-se escolher qualquer uma delas para colocar uma correia plana ou em "V" ou ainda em forma de cordão.

Tem-se, entretanto como condição que a correia mantenha a melhor possível e a mesma tensão em todas as posições.

Os variadores simples de polia escalonada são formados basicamente por dois conjuntos de polias. Porém, temos que para todas as posições da correia, a soma dos diâmetros opostos permaneçam sempre iguais (equação 2.6), teremos:

$$S = d_1 + d_2 = d_3 + d_4 = d_5 + d_6 \quad \text{Eq. 2.6}$$

Poderemos até utilizar os conjuntos de polias com diâmetros com valores diferentes, mas de um modo geral, recomenda-se que sejam construídas polias escalonadas iguais, ou seja:

$$d_1 = d_6, \quad d_3 = d_4, \quad d_5 = d_6$$

a.1) Variador de polia escalonada com correias planas

O variador de polias escalonadas tem algumas desvantagens, como por exemplo:

- A troca de posição das correias consome muito tempo.
- A transmissão de força é limitada, quando a velocidade da correia é reduzida.
- A segurança na transmissão da força é prejudicada freqüentemente pelo pequeno arco de contato na polia menor, uma vez que nela o eixo gira com a máxima velocidade de rotação ou com o maior momento.
- Em virtude do comprimento construtivo, o número de degraus é limitado.

Construindo-se polias intermediárias, a fim de aumentar o número de degraus, o tempo para a mudança de velocidade fica maior ainda. Só se justifica, pois, o emprego de polias escalonadas em eixos de alta velocidade com pequena potência. O campo de aplicação mais importante das correias na construção de máquinas-ferramentas é os acionamentos principais, nos quais um motor elétrico aciona, através de correias, um eixo da caixa do variador ou a árvore.

O acionamento por correias é freqüentemente preferido à montagem direta de um motor elétrico com flange, pois as mesmas cedem em caso de sobrecarga. Além disso, a utilização de correias permite o emprego de qualquer motor normal, como também a modificação do acionamento, o que não é possível com motores flangeados.

Uma condição primordial para um funcionamento adequado é uma pré-carga suficientemente grande (até 20 kgf.cm). Por esse motivo um dos eixos deve ser deslocável. Geralmente, o motor elétrico é fixado sobre trilhos ou numa base basculante, ou então há um variador basculável montado na base da máquina. O curso de esticamento deve ser de 3 % a 6 % do comprimento da correia.

Uma marcha sem vibrações, no caso de correias planas, é obtida pela utilização de correias que sejam do tipo sem-fim e que tenham uma espessura uniforme em todo seu comprimento.

a.2) Transmissão fixa de velocidade com correias em “V”

No caso de correias em "V", os diâmetros das polias devem ser escolhidos de acordo com as correias e com os diâmetros maiores possíveis, a fim de que a velocidade periférica se torne grande.

Os diâmetros médios das polias que é igual aos diâmetros nominais devem ser introduzidos no cálculo da relação de transmissão. A relação de transmissão máxima é de aproximadamente 10:1 para um afastamento entre eixos $A > d_g$, de modo que o ângulo de contato da polia menor se torna maior que 120° , onde d_g = maior diâmetro da polia.

É conveniente escolher não uma, mas diversas (até 10) correias para transmissão da potência. A fim de que se possa montar a correia sem tensão e então esticá-la, o afastamento entre eixos deve poder ser diminuído de duas vezes à altura das correias em V e depois aumentado de 2 % a 4 %.

Para um acionamento com correias planas e em V, estimou-se um rendimento global de 0,9 a 0,95% enquanto que a perda de velocidade por alongamento e escorregamento atinge cerca de 0,5% a 1,5%.

O comprimento da correia calcula-se para um afastamento A entre eixo e disposição normal.

$$L = 2A + \pi(d_g + d_k)/2 + (d_g - d_k)^2 / 2A \quad \text{Eq. 2.7}$$

e para correias cruzadas:

$$L = 2A + \pi(d_g + d_k)/2 + (d_g + d_k)^2 / 2A \quad \text{Eq. 2.8}$$

onde d_g = diâmetro maior

d_k = diâmetro menor

Conseqüentemente no caso de valores constantes de $(d_g + d_k)$ na polia escalonada, o comprimento das correias em disposição cruzada fica igualmente constante, mesmo para os menores afastamentos "A" entre eixos. Ao contrário, para o mesmo caso com correias abertas o afastamento entre eixos deve ser maior do que um certo valor mínimo, a fim de que as diferenças dos valores de $(d_g + d_k)$, na troca de correias de um para outro par de degraus, tenham a menor influência possível.

b) Variadores de polia intermediária

b.1) Generalidades

Segundo catálogo CESTARI INDUSTRIAL E COMERCIAL SA., na montagem, o variador deverá ficar entre o motor e a máquina, acionada, de tal modo que uma linha imaginária que, passando pelo centro dos eixos das polias condutora e conduzida, vá coincidir com a extremidade inferior das polias do variador, e sempre paralelamente à linha da base do mesmo.

As correias deverão ser sempre de uma mesma marca, a fim de que suas secções trapezoidais sejam as mesmas; os jogos de correias (da polia condutora e da polia conduzida) devem ter sempre o mesmo "código" de fabricação, para que os comprimentos sejam exatos (todas as correias da polia condutora e conduzida deverão ser iguais entre si).

O comando de variação, por intermédio das "manoplas", deverá ser feito somente com o variador em funcionamento.

b.2) Variador "tipo VC-A"

O variador, "tipo VC-A" (com correias trapezoidais - Secção A - relação de variação de até 1:1,7) é considerado do tipo "intermediário", isto é, trabalha situado entre as polias condutora, (motora) e polia conduzida. Para seu funcionamento, não importa a localização das polias,

condutora e conduzida, devendo-se observar tão somente, que a polia conduzida deverá ser ligada à polia externa do variador.

- a) Variador no "ponto morto": rpm da máquina acionada é igual a rpm do motor;
- b) Variador todo para um lado: rpm da máquina acionada é igual ao rpm do motor x 1,3;
- c) Variador todo para outro lado: rpm da máquina acionada é igual ao rpm do motor ÷ 1,3.

As correias deverão ainda ser escolhidas as mais curtas possíveis, de modo a tornar eqüidistantes do variador as polias condutora e conduzida. Não use os comandos do variador para esticá-las. Depois de algum uso, isto deverá ser feito por intermédio de "calços" ou "fusos" colocados sob a base do variador. As correias estragam-se mais facilmente, quando em contato com graxa, óleo ou breu.

Semestralmente aplicar graxa de boa qualidade no "bico graxeiro" situado na parte da frente do variador, tomando-se a devida cautela para evitar-se que a mesma atinja a superfície das polias, que devem estar sempre limpas e livres de corpos estranhos.

b.3) Variador “tipo VC-B”

Com correias trapezoidais - Secção B - relação de variação de até 1:1,7. As variações para polia condutora e conduzida:

- a) Variador no "ponto morto": rpm da máquina acionada é igual ao rpm do motor.
- b) Variador todo para um lado: rpm da máquina acionada é igual rpm do motor x 1,3.
- c) Variador todo para outro lado: rpm da máquina acionada é igual rpm do motor ÷ 1,3.

Nota:

Observa-se que a única diferença existente entre os variadores VC-814, VC-816 e VC-818 é o número de canais, para o VC-814 são 2 canais do variador para o motor e 2 canais do variador para a máquina acionada: para o VC-816 são 3 canais do variador para o motor e 3 canais do

variador para a máquina acionada, para o VC-BI8 são 4 canais de variador para o motor e 4 canais do variador para a máquina acionada.

Os variadores VC-B/4, VC-B/6 e VC-B/8, são do tipo "intermediário", isto é, trabalham entre polias condutoras e polias conduzidas. Para seu funcionamento, é necessário que as polias condutoras e polias conduzidas, tenham um "passo" especial, diferente das polias multicanais normais. Assim, numa polia condutora ou conduzida, usada em conjugação com os variadores em questão, o "passo" (distância entre os centros de canais, secção "B") deve ser de 48 mm. Entre as faces (para alinhamento das polias condutora e conduzida), deverá sempre existir uma diferença de $\frac{1}{2}$ "passo", ou seja, 24 mm. Deve-se observar que a correia mais externa, trabalha ao lado do volante de regulação da variação, não importando quais as polias condutoras.

b.4) Variador “tipo VC-C”

Com correias trapezoidais - Secção A - relação de variação de até 1:3. Capacidade até 4 CV - Peso sem motor 130 kg. Os variadores de velocidade tipo VC-C trabalham com 3 jogos de correias "V" - Secção "A", contendo cada jogo 3 correias iguais de idêntico comprimento (mesmo código).

As correias estragam-se mais facilmente, quando em contato com óleo, graxa ou breu. Os discos das polias ajustáveis acumulando pó, cola, tinta, etc., passam a trabalhar fora de sua posição exata, diminuindo a durabilidade das correias.

A mudança de velocidade faz-se girando o volante do comando em um ou outro sentido, mas nunca com o motor parado. Quando em funcionamento, as tensões sobre as correias distribuem-se uniformemente. Correias demasiadamente tensas ou frouxas são sinais de alguma irregularidade.

O esticador único para os três jogos de correias que as esticam ao mesmo tempo, está abaixo da base do motor, do lado externo da caixa do variador. Operando as porcas do "esticador", com o variador em funcionamento e com o volante do comando em posição média de

variação, o motor é levantado, com o aumento correspondente das tensões de todas as correias. Após a regulagem verificar o "aperto" das porcas.

O variador é dotado de rolamentos de esferas super-dimensionados, cuja lubrificação, por meio dos "bicos graxeiros" colocados na parte traseira do "binóculo", deve ser feita semestralmente. Quando, entretanto, o variador estiver trabalhando em regime de trabalho contínuo e ambiente muito quente, a lubrificação deverá ser feita quinzenalmente. A graxa queimada será expelida, com a entrada da graxa nova, pelos orifícios situados na parte inferior do "binóculo".

O volante de comando transmite seu movimento ao "binóculo oscilante", no qual estão montados os conjuntos de polias móveis. Esse "binóculo" tem uma "lingüeta" que encosta na parte inferior do parafuso do regulador da porca do fuso ao ser atingido o limite mínimo de velocidade. Desejando-se modificar esse limite, desloca-se o "conjunto regulador" por meio dos parafusos visíveis no lado externo da caixa. Após essa operação, reapertar os parafusos.

Na parte superior do "conjunto regulador", há um parafuso de regulagem. O limite de velocidade máxima é alcançado quando a "lingüeta" encostar-se a esse parafuso. Soltando-se o mesmo, aumenta-se o limite máximo. Após essa operação, apertar contra-porca ali existente. O "conjunto regulador" da porca do fuso serve de um lado, para impedir o uso do variador além dos limites previamente estabelecidos e de outro lado, para evitar danificação das correias por afrouxamento ou estiramento excessivas.

Com a decorrência do uso (5.000 horas aproximadamente), as correias desgastam-se e necessitam ser substituídas. Deve-se substituir sempre jogos completos de correias (sempre de igual código), para serem evitados comprimentos diferentes no mesmo jogo.

Para tirar as correias, regula-se o variador em funcionamento para a velocidade máxima. Depois, sempre em funcionamento, afrouxa-se as correias pelo abaixamento do motor, por meio do "esticador". Em seguida, parasse o motor e retiram-se as correias na seguinte ordem:

- a) primeira correia da polia de saída;
- b) primeira correia da primeira polia variável;
- c) primeira correia da segunda polia variável;
- d) segunda correia da polia de saída; e assim sucessivamente.

Para a colocação das novas correias, procede-se de maneira inversa. Nunca usar chaves de fenda, espátulas, etc., para tirar as correias.

Quando da substituição das correias, deve-se notar que, passadas algumas horas (50 aproximadamente), as mesmas tendem a "lassar", tornando-se, então, necessário o reajuste das tensões.

c) Variadores de polias móveis

As polias de diâmetro variáveis são dois cones de 20° que se enfrentam, com uma equiparação a correia em V entre elas. À distância do centro que a correia em V contata os cones é determinada pela distância entre eles; mais adicionais o separado são, mais baixos os passeios da correia e menores o raio do passo. Quanto mais larga a correia é, maior a escala de raios disponíveis, assim que a correia usual da série 4L/A não é usada freqüentemente nesta maneira. As correias freqüentemente especiais, ou mesmo as correntes com as almofadas especiais do contato nas ligações, são usadas.

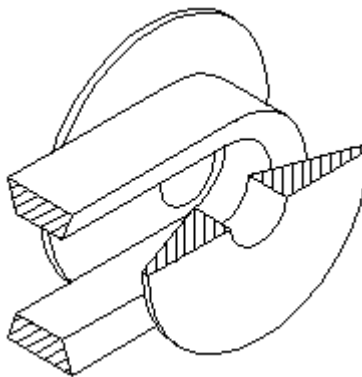


Fig. 2.24 – CVT por Polias e Correia.

As polias de diâmetro variáveis devem sempre vir em pares, com o um que aumenta no raio como as outras diminuições, para manter a correia apertada. Geralmente um está dirigido com um camo ou uma alavanca, quando o outro for mantido simplesmente apertado por uma mola. As polias de diâmetro variáveis foram usadas em uma miríade das aplicações, das ferramentas de potência aos *snowmobiles* (veículos para neve), mesmo automóveis.

Segundo catálogo YOK, o variador de velocidade funciona pelo sistema de duas polias expansivas (ou variáveis) e uma correia (mult-speed), sendo a sua construção bastante simples, podendo ser totalmente blindada (figura 2.25).

O funcionamento das duas polias expansivas, uma polia pelo comando manual e outra por mola, possibilita um bom rendimento, proporcionando uma variação contínua e precisa.

A polia expansiva pelo comando manual é composta pelas seguintes peças: Polia fixa (nº 8), polia móvel (nº 7), pino para chaveta (nº 18), capa de ajuste (nº 15), rolamento (nº 16), indicador (nº 12), um parafuso de ajuste (nº 13) e um volante (nº 14), sendo esta polia acoplada diretamente ao eixo do motor.

A segunda polia expansiva é composta por: polia fixa (nº 5) polia móvel (nº 2), pino p/ chaveta (nº 18), suporte de mola (nº 19), mola (nº 21) e um bico para lubrificação (nº 20). Esta polia expansiva é encaixada num eixo de saída (nº 4), cujo eixo pode ser de um redutor de velocidade ou apenas um eixo com proteção de um mancal.

Com a aplicação das duas polias expansivas no variador, é conseguida uma larga faixa de variação de velocidade, sem que seja necessário a troca da correia ou polias, como nos variadores convencionais. Para uma variação em alta velocidade utiliza-se apenas o variador de velocidade com mancal e, no caso de uma variação em baixa velocidade com mancal e, no caso de uma variação em baixa velocidade é feito um acoplamento com um dos redutores ou reducidos.

O variador de polia variável é fácil de se manusear, devido ao sistema utilizado para o comando na variação de velocidade (volante), sendo esta variação contínua na rotação. O

controle do comando de velocidade deverá ser utilizado apenas com o variador em funcionamento. Pela simplicidade na construção, a sua manutenção se torna fácil, necessitando de lubrificação apenas em um ponto.

Para melhor ajustamento na instalação, o variador de velocidades pode ser montado em varias posições (ângulos). Na figura 2.25 temos um exemplo de uma polia variável (ou de expansão).

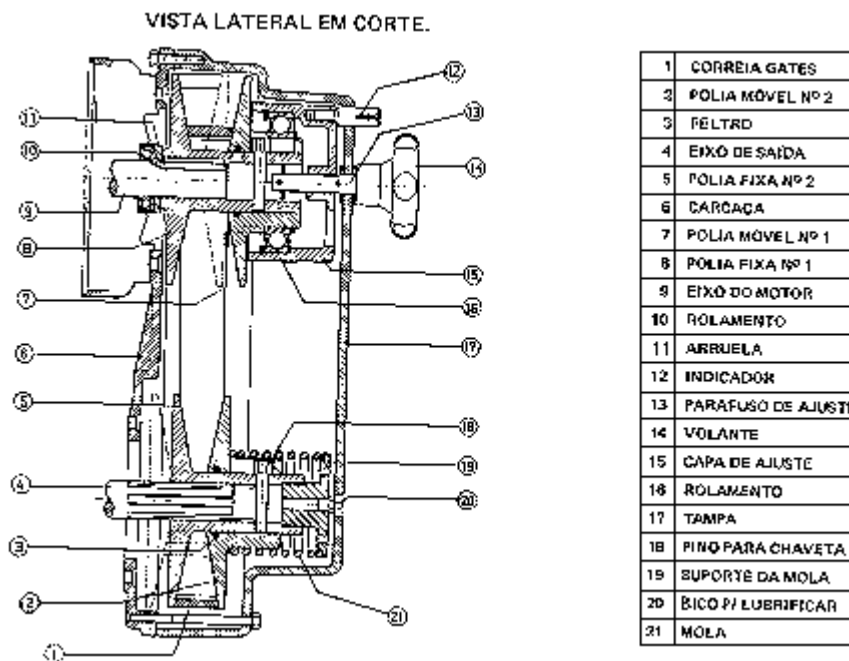


Fig. 2.25 – Variador de polias móveis

c.1) Variador de polia variável com acionamento hidráulico

Segundo LOURENÇO (1998), esse tipo de variador é encontrado, por exemplo, na ferramentaria da empresa Romi (torno Romi HBX).

Esse variador é formado por:

- Um motor para, acionamento;
- Uma bomba hidráulica;
- Polia motora;

- Polia movida;
- Válvula direcional.

Esses são os elementos básicos, sendo que ele funciona da seguinte maneira: O motor de velocidade constante é acionado, com isso entra, em funcionamento uma bomba hidráulica de velocidade constante.

Através de um acionamento por alavanca é acionada a válvula hidráulica direcional, acionando a polia motriz, aumentando e diminuindo o diâmetro da mesma fazendo com que aumente e diminua a velocidade. Um cilindro hidráulico abre e fecha a polia.

2.7.4 – Variadores/redutores por rodas de atrito

Os variadores/redutores de rodas de atrito podem variar de acordo com suas formas construtivas. Nas transmissões por roda de atrito, transmite-se a força tangencial entre as duas rodas ou polias em contato por meio de atrito. Este tipo de transmissão pode ser utilizado tanto para eixos paralelos como para eixos reversos ou concorrentes, e para relações de multiplicação até 6 (em casos extremos, até 10). Quando executadas com uma camada superficial de material antifricção (com coeficiente de atrito elevado) e para os casos de relação de multiplicação constante, os diâmetros da roda, os esforços nos mancais, bem como o escorregamento e o rendimento, são sensivelmente iguais aos valores obtidos nas transmissões por correia, porém a distância entre eixos, o peso e o preço alcançam valores mais vantajosos. Em compensação, o amortecimento elástico dos choques é menor, o ruído mais elevado e a segurança de funcionamento depende da conservação das forças de pressão necessárias. Por conveniência, distinguem-se rodas de atrito constante, variáveis e cônicas.

Os variadores/redutores de rodas de atrito normalmente são formados de rodas de atrito constantes, cônicas ou por associações múltiplas.

a - Rodas de atrito constante

Tem-se um diâmetro útil nas rodas de atrito (figura 2.26) e, assim, uma relação de multiplicação constante; além disso, as rodas estão em permanente contato. Em relação à transmissão por correia, que também forma um ciclo fechado de forças, as rodas de atrito permitem uma transmissão indireta de força (sem a introdução da correia elástica com suas vantagens e desvantagens) para dimensões de polias e forças nos mancais aproximadamente iguais, contanto que seja utilizada uma associação de atrito de borracha ou material aglomerado sobre aço ou ferro fundido cinzento.

Nas rodas de atrito, a força de compressão e a força de transmissão estão concentradas numa parte muito estreita sobre o contorno da polia, de tal maneira que a sollicitação local é muito maior do que na transmissão por correia. Em relação às rodas de atrito constante, deve-se levar em conta, ainda, as rodas de acionamento por atrito de veículos sobre trilhos e autoveículos, onde o trilho e a estrada, respectivamente, servem de roda oposta.

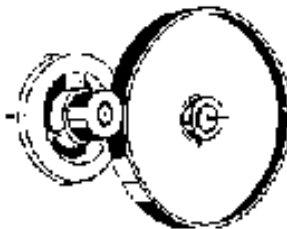


Fig. 2.26 – Rodas de atrito constantes

b - Rodas de atrito a tração

O tipo o mais comum de CVT é o tipo de fricção, em que dois corpos são trazidos no contato em pontos da distância variando de suas cunhas de rotação, e permitir que a fricção transfira o movimento de um corpo ao outro. Às vezes há um terceiro corpo intermediário, geralmente uma roda ou uma correia. A CVT mais simples parece ser o projeto “disco e roda”, em que uma roda monta em cima da superfície de um disco girando; a roda pode ser deslizada ao longo dela e eixo ranhurado para contatar o disco em distâncias diferentes dela e centro. A relação da velocidade de tal projeto é simplesmente o raio da roda dividida pela distância do ponto de contato ao centro do disco. Liga-se e desliga-se a força de compressão e, assim, a transmissão de força, livremente ou forçada nas rodas de atrito servem, ao mesmo tempo, como

câmbio (figura 2.27). Exemplos conhecidos são as transmissões por roda de atrito com motor em funcionamento contínuo para prensas, martelo de queda e elevadores de obras.

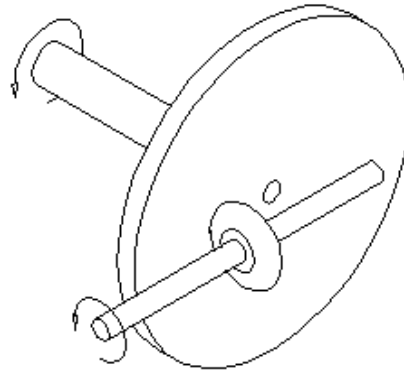


Fig. 2.27 – CVT “Disco-Roda”.

A potência é perdida de duas maneiras: deformação dos componentes; e deslizamento diferencial. A deformação dos componentes é o maior fator dos dois, é causada por forças normais elevadas, e pode ser minimizada usando os materiais muito duros que não deformam muito, e os materiais com um coeficiente muito elevado da fricção. O deslizamento diferencial é causado por uma área de contato grande entre os componentes girando; neste exemplo, a "pegada" da montagem da roda no disco. A borda da pegada a mais próxima à linha central da rotação do disco rolará ao longo de um raio menor do que a borda maior da linha central da rotação, fazendo com que uma distorção mais adicional da roda e das bordas da pegada deslize. O deslizamento diferencial é minimizado usando uma roda que produza uma área de contato pequena.

Muito similar ao "disco e roda" é o projeto “cone e roda”, em que o disco é substituído por um cone. Há pouca vantagem a usar um cone em vez de um disco liso, a não ser que diminuir o deslizamento diferencial da superfície de contato minimizando a diferença no raio viaje pelas bordas internas e exteriores da área de contato. Outros projetos usaram formas diferentes, mas o mesmo o princípio.

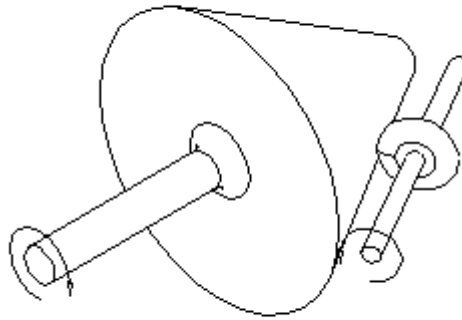


Fig. 2.28 – CVT “Cone-roda”.

Projetos mais avançados utilizam três corpos em vez de dois. Há duas vantagens a usar três corpos: um aumento na escala da relação da velocidade; e um projeto mais simples. Entretanto, a escala de relações da velocidade cruza geralmente a unidade - para o exemplo, pôde variar de 1:5 a 5:1 - fazendo jogos secundários necessários de uma engrenagem, freqüentemente um jogo planetário. Quase todos estes projetos são baseados em superfícies de contato toroidal, uma exceção que é o projeto do “cone duplo”, que tem recursos para somente a vantagem do projeto ser mais simples.

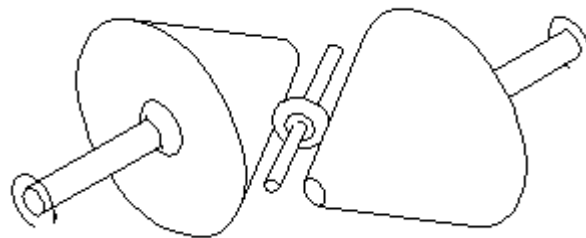


Fig. 2.29 – CVT “Cone-duplo”.

A CVT toroidal mais simples envolve dois discos coaxiais que carregam discos anulares de uma seção transversal semicircular em suas superfícies de revestimento. O afastamento dos discos é tal que os centros das seções transversais coincidem. Duas ou mais rodas inativas, de raio igual a metade da distância entre a superfície de contato dos cones, são colocadas entre os eles de forma que a roda fique perpendicular a superfície de contato destes discos.

Na figura 2.30, a relação da velocidade é variada girando as rodas em sentidos opostos sobre a linha central vertical (setas tracejadas). Quando as rodas estão no contato com o disco de movimentação perto do centro, devem contatar o disco dirigido perto da borda, tendo por resultado uma redução na velocidade e em um aumento no torque. Quando tocam no disco da movimentação perto da borda, o oposto ocorre. Este tipo de transmissão tem a vantagem que as rodas não são requeridas para deslizar em um eixo ranhurado, tendo por resultado um projeto mais simples e mais forte.

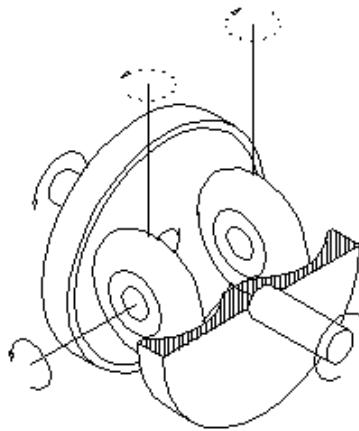


Fig. 2.30 – CVT “Toroidal de rodas”.

Este tipo de transmissão foi patenteado nos ESTADOS UNIDOS por Adiel Y. Rodeio em 1935, patente número 2.164.504.

Apenas porque o disco CVT evoluiu no cone CVT, a CVT toroidal evoluiu para uma cone-forma também. O resultado é uma transmissão muito mais compacta. Nas transmissões toroidais utiliza-se tração no contato entre os corpos, que diferente da fricção, pois não permite o desgaste dos elementos de pressão e transmissão. Este tipo de transmissão é usado nos Nissan Micra, Toyota Prius.

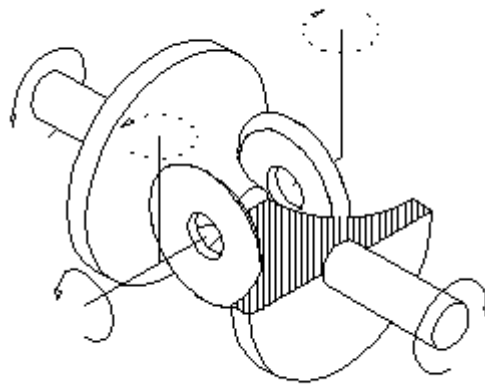


Fig. 2.31 – CVT “Toroidal cone-forma”.

As engrenagens de fricção variáveis do diâmetro são muito similares, apenas com a correia substituída por uma roda com as superfícies da fricção ao longo dos lados de sua circunferência. As duas rodas são juntadas ou para controlar distante a relação da velocidade, com a distância apropriada entre os cones que estão sendo mantidos por uma mola.

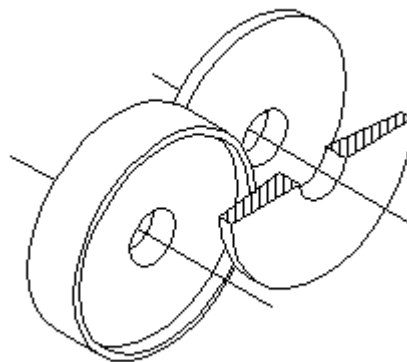


Fig. 2.32 – CVT por Engrenagens de Fricção Variáveis.

c - Rodas de atrito cônicas

Desloca-se ou articula-se uma roda de atrito, geralmente no funcionamento contínuo e sem interrupção de transmissão de força, de tal maneira que o raio útil de atrito e a relação de multiplicação variam continuamente (figura 2.33).



Fig. 2.33 – Rodas de atrito cônicas

d - Associação múltipla.

Por meio da associação paralela de vários pares de atrito (figura 2.34), pode-se multiplicar a potência transmissível e, além disso, diminuir consideravelmente a sollicitação dos mancais e a força de compressão. A sollicitação transversal dos eixos diminui também com a diminuição do ângulo de inclinação 2 das superfícies de atrito.

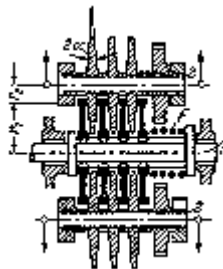


Fig. 2.34 – Associação múltipla de rodas de atrito

Um exemplo de variador/redutor de velocidade de rodas de atrito é a “roda gigante” dos parques de diversão, em que o acionamento consiste numa roda com pneu de carro tocando (impulsionando) o trilho da “roda gigante” que a faz girar ou parar.

A roda de atrito variável é um variador de velocidade, pois ela permite a saída de diferentes rotações conforme, o deslizamento da roda pinhão sobre a face da roda coroa e a variação do seu raio.

e – Exemplo Industrial - *Double-Idler*

As CVTs tradicionais tiveram sempre um problema para fornecer o torque requerido desde que estes fossem excessivos e que faziam com que as correias falhassem. Para resolver-se a este problema, desenvolveu-se uma CVT que não fosse baseada em um sistema de correia. Ter removido a correia e projetado um mecanismo de modo que pudesse ser variado durante a operação da máquina, que fosse mais versátil e mais seguro de se usar.

Esta CVT consiste em três componentes, como mostrados na figura 2.35: os cones de conversão do torque, o conjunto “*Double-Idler*”, e a carcaça principal. Nos cones é que dá a conversão do torque e o conceito de projeto de CVT é baseado em dois cones de alumínio que, quando colocados juntos, dão forma a um perfil semicircular e produzem as relações requeridas de velocidade angular, devido a sua superfície de diâmetro variado (figura 2.36).

São montados em hastes de aço e suportados pelos rolamentos radiais e de pressão. O conjunto de “*Double-Idler*” consiste em duas rodas de borracha de poliuretano posicionadas a 90 graus uma da outra e conectadas através de um par das engrenagens de mitra. Este conjunto resulta em uma relação 1:1 que é a relação da velocidade angular entrada entre ele e as rodas de saída. Dependendo da orientação deste conjunto, as relações acima mencionadas de velocidade entre os cones podem ser conseguidas. O “*Double-Idler*” é montado num carro e no lugar entre os cones de conversão de torque através de um pivô no centro do círculo descrito. O conjunto mais inativo pode também ser ajustado ao longo do plano do carro, de modo que as rodas de poliuretano estão sempre em contato com os cones. Isto é conseguido apertando uma mola de encontro à carcaça do dobro-tensor. Para obter a relação de saída desejada, o tensor é orientado por um controle de velocidade montado na carcaça principal. O cano principal que abriga a carcaça principal encerra o conjunto de cones de conversão de torque do “*Double-Idler*” em um “pacote” pequeno e de fácil montagem.

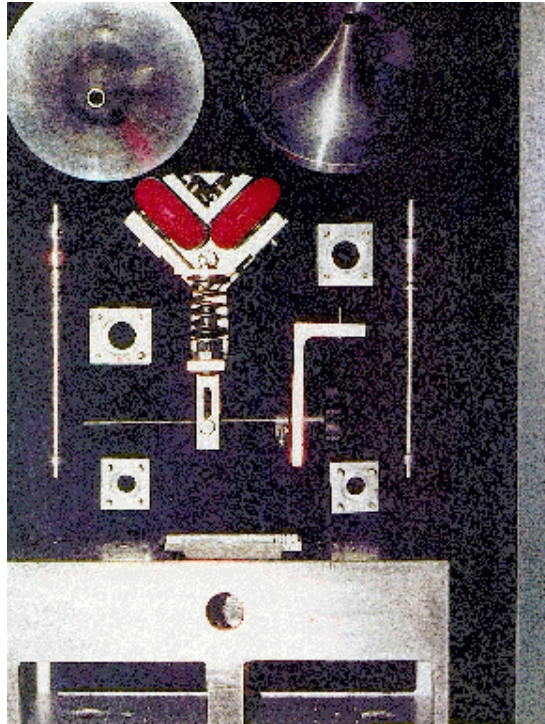


Figura 2.35 – Componentes da CVT Toroidal.

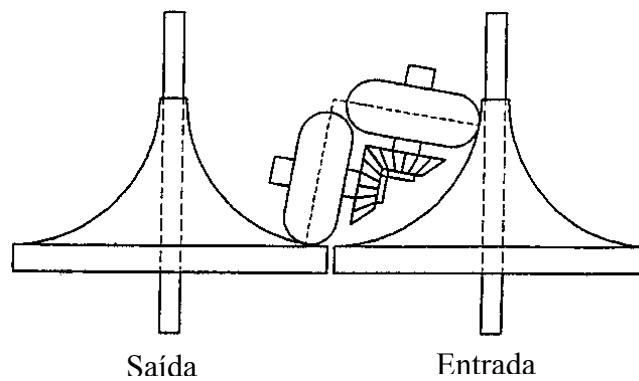


Figura 2.36 – Funcionamento da CVT Toroidal.

2.7.5 - Variadores/redutores por esferas

a) Sistema Posidisc KS

De acordo com catálogo TRANSMOTÉCNICA, o variador a discos e esferas "POSIVA", Tipo KS, conforme figura 2.37, é um equipamento para transmissão de potências menores e possibilita uma grande faixa de variação.

Totalmente em metal, e com projeto modular, esse variador é especialmente indicado para sistemas de regulação automática de processos. Nos eixos de entrada e saída trabalham discos planos, entre os quais é montada uma gaiola de esferas de aço, comprimidos entre si através de molas prato. As esferas são responsáveis pela transmissão do momento de torção. Como as esferas trabalham, a cada rotação em trajetórias diferentes, não há ocorrência de sulcos, ainda que o variador opere continuamente na mesma posição de variação.

Vantagens:

- funcionamento silencioso e uniforme;
- faixa de variação até zero;
- possibilidade de regulação quando não estiver em funcionamento;
- resistência a choques, partidas freqüentes e posição de variação uniforme, tornando desnecessários acoplamentos de partida e segurança;
- dispositivos de comandos que ampliam as opções de aplicação do equipamento.

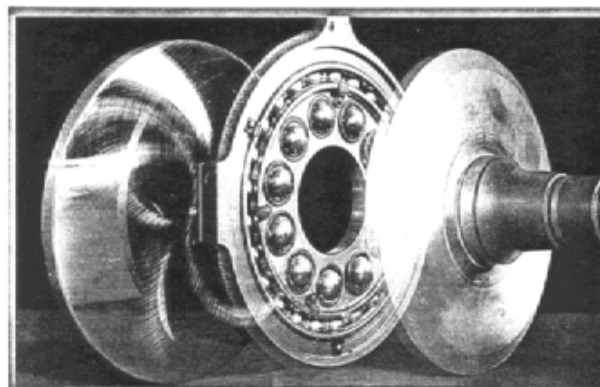


Fig. 2.37 – Variador/redutor de esferas

b) Variadores de velocidade Cleveland

Os variadores de velocidade de precisão e conversores do torque por atrito são seguros, a precisão faz-se nas movimentações por metal que combinam todas as vantagens de eixos da

movimentação *inline*, são compactos com a operação lisa e silenciosa [1]. As velocidades de saída são infinitamente variáveis dentro de uma escala de 9 a 1 da velocidade de entrada constante. As movimentações podem ser usadas com entrada variável, saída constante. Os variadores de velocidade por engrenagem Cleveland oferecem as seguintes vantagens:

- Ampla Escala de Velocidades. Ajuste infinitamente variável de 1/3 a 3 vezes a velocidade da entrada -- escala total da velocidade de 9 a 1.
- 9 tamanhos. Avaliações de fracionário de 16 Hp.
- Precisão na velocidade. Sob a flutuação extrema da zero-carga à carga-total, a mudança da máxima velocidade de saída está sob 4%. Sob o carregamento uniforme, a variação da velocidade de saída é menos de 0.1%.
- Repetibilidade precisa. Retornos exatamente às velocidades precedentes da saída. Fornece a exatidão da repetibilidade dentro de 0.1% com o controle vernier manual
- Tração positiva - nenhum deslizamento. Os compensadores de torque fornecem a força de tração proporcionada à carga para o positivo, nenhum deslizamento na operação. A unidade parará um motor de indução igualmente distribuído.
- Toda a construção em metal. O contato do rolamento, operando-se no mesmo princípio que um rolamento de esferas, assegura a vida longa. A operação prolongada não precisa de nenhum ajuste fixo da velocidade, pois não danifica a exatidão do ajuste da velocidade.
- Disponível em 4 métodos de controle diferentes: Manual, pneumático, elétrico, ou automático.

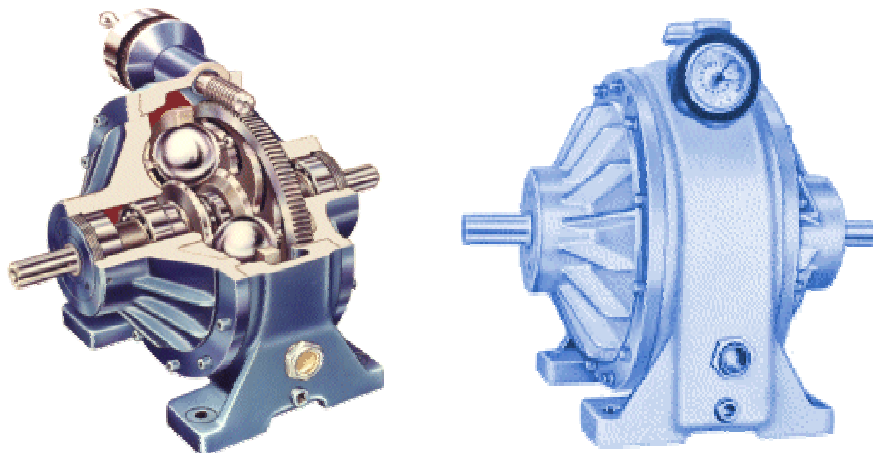


Fig. 2.38 – Variador de velocidade Cleveland

2.7.6 – Variadores com Acionamento Hidráulico

As transmissões hidrostáticas transferem a potência do motor às rodas em três modalidades diferentes. Em uma velocidade baixa, o poder é transmitido hidraulicamente e, em uma alta velocidade, o poder é transmitido mecanicamente. Entre estes extremos, os usos de transmissão hidráulicos e meios mecânicos transferir a potência.

As tecnologias de CVT disponíveis para aplicações resistentes incluem a transmissão toroidal descrita acima e a transmissão hidromecânica, que consiste em uma bomba hidráulica e em um motor acoplados com um jogo planetário e as embreagens da engrenagem. Estas transmissões têm sua fundação nas transmissões hidrostáticas, que têm um excesso estreito da escala da velocidade que as eficiências elevadas possam ser produzidas. Para superar estas transmissões características hidrostáticas são combinadas com os jogos planetários da engrenagem. O planetário permite que a escala da velocidade seja aumentada controlando um membro do planetário para estar na velocidade zero. Isto permite que a velocidade de motor seja dirigida diretamente com o planetário. Tal dispositivo fornecem um trajeto duplo do poder através da transmissão que está paralela na natureza, permitindo a ao poder de transferência em algumas de três modalidades - puramente hidráulicas, hidráulico e mecânico combinados, ou puramente mecânico. Na extremidade baixa, todo o poder é transmitido hidraulicamente. Na extremidade elevada, todo o poder é transmitido mecanicamente. Entre estes dois extremos, o poder está transmitido como uma mistura de hidráulico e de mecânico com a relação que favorece continuamente o poder mecânico enquanto progride para cima através da escala. Este tipo de CVT é usado em diversos tratores agrícolas europeus da produção atual manufaturados por Fendt, por Claas, e por Steyr-Puch, e no equipamento de construção japônês produzido por Komatsu.

2.7.7 – Variadores/redutores eletromagnéticos

Pode-se facilmente discutir que um gerador de potência num motor com algum tipo de controle eletrônico de velocidade constituiria uma transmissão continuamente variável. As transmissões elétricas têm a vantagem da flexibilidade grande na disposição, porque o gerador

pode ficar situado em toda a distância ou orientação com o motor. Além disso, todo o poder adicional gerado pode ser armazenado nas baterias, e ser extraído em cima quando as cargas elevadas são esperadas. Entretanto, são pesadas e ineficientes. Um gerador ou um motor típico são somente 75% a 80% eficientes, assim combinando dois resultados em uma eficiência de somente 56% a 64%. Isto limita seu uso às situações onde outros tipos de transmissões não podem ser usados. As locomotivas a diesel e alguns navios usam tais trens de movimentação, e mais recentemente, carros gás-elétricos "híbrido".

De acordo com o catálogo TRANSISTROL, os variadores eletromagnéticos, são fabricados nas potências de 1,0 a 100CV, refrigerados a ar pelos sistemas de ventilação forçada ou autoventilados. O sistema é composto de um motor assíncrono e uma embreagem eletromagnética, a qual transmite o torque por meio de "correntes parasitárias".

A embreagem consiste de três elementos principais: o tambor que é o elemento acionado pelo motor assíncrono, o rotor que é ligado ao eixo de saída e a bobina de excitação. Como as perdas na embreagem aparecem em forma de calor, dentro do tambor, é esse um dos elementos mais importantes da embreagem. Nos variadores, o tambor é de aço fundido, construído para uma dissipação eficiente do calor, com boa estabilidade mecânica e térmica. O rotor é fabricado de aço dínamo com baixa remanência. A bobina de campo é de construção fixa, enrolada com fio magnético da melhor qualidade, e isolado com *epoxi*. O estator do tacogerador é fundido em *epoxi*, obtendo-se assim uma boa resistência mecânica e proteção contra poeira e umidade.

a) Funcionamento

O motor acionador trabalha sempre em sua rotação nominal e a variação de velocidade é obtida pelo resvalamento entre o tambor e o rotor da embreagem eletromagnética. Quando uma corrente for aplicada na bobina de excitação, devido à indução de "correntes parasitárias" aparecerá uma força tangencial entre o tambor e o rotor, o que permitirá a transmissão de força para o eixo de saída do variador. Essa força varia com a intensidade do campo e o resvalamento. Quando a excitação da bobina for máxima, a velocidade fornecida pelo variador corresponderá à

velocidade do motor menos o resvalo, absorvido pela embreagem. Naturalmente, tem que existir um pequeno resvalo, pelo fato de que, sem o mesmo não haverá transmissão de força.

Ajustando-se a referência de velocidade desejada através do potenciômetro “r” situado na caixa de comando remoto, o mesmo enviará um sinal elétrico, que é chamado de "sinal de referência", para o circuito comparador.

Para conseguir-se uma estabilidade na rotação de saída do variador, independente da flutuação da carga acionada, utiliza-se o sinal de um tacogerador, o qual é instalado no eixo de saída do variador, e que fornece uma tensão diretamente proporcional à sua rotação. Este sinal é, para o sistema, o "sinal de realimentação", o qual é também enviado para o circuito comparador. Caso haja uma diferença entre o "sinal de referência" e o "sinal de realimentação" a mesma será chamada de "erro" o qual será amplificado através do operacional, alterando o ângulo de disparo do tiristor, e conseqüentemente a excitação da bobina, para que haja uma estabilização na rotação de saída do variador, dentro de uma certa tolerância, que é na ordem de 2%, com uma flutuação da carga de 25 a 100%. Essa tolerância porcentual é chamada de "regulação".

Pelo fato da bobina de excitação ser fixa, o variador não possui escovas ou anéis de comutação o que assegura um funcionamento perfeito e praticamente sem manutenção, pois necessita apenas da lubrificação periódica dos rolamentos.

Os tipos de construção desses variadores podem ser:

- Totalmente fechado com ventilador e filtro;
- Com uma ponta de eixo e motor flangeado;
- Com duas pontas de eixo e motor a ser acoplado por luva elástica;
- Montagem vertical com flange;
- Integral: Motor e variador em uma única carcaça.

Nos variadores eletromagnéticos, o torque é considerado constante em toda a faixa de rotação. Na partida, porém, o mesmo corresponde ao torque máximo do motor e, dependendo da construção do motor, o variador poderá fornecer até 150% do torque nominal do mesmo.

A potência fornecida pelo variador é diretamente proporcional à rotação de saída. O conjugado de partida ou conjugado máximo em quase toda faixa de regulagem é 150% do nominal. Evidentemente, este valor é disponível somente em tempos limitados.

Não é possível utilizar toda a faixa de rotação para o variador, especialmente nas rotações altas e em torque nominal onde a situação é crítica, pelo fato das curvas da embreagem e do motor começarem a se aproximar do campo normal do variador. Considerando-se uma certa faixa para o ajuste do regulador, estabelece-se 1600 rpm como rotação nominal do variador. Essa rotação pode ser elevada até 1680 rpm. Neste caso, porém, a menor sobrecarga resultará em uma variação da rotação.

Devido ao magnetismo remanente do sistema, existe um conjugado de remanência ou mínimo que aciona o variador, mesmo sem nenhuma voltagem aplicada na bobina. Quanto ao regulador Standard, trata-se de uma regulagem proporcional com fator de amplificação ajustável. O ajuste normal é 2% de variação da rotação, com a alteração do conjugado entre 25 a 100%, conforme denominado Δ (delta).

Cada conjunto possui uma certa capacidade, que permite uma variação total da rotação em pleno torque. Essa capacidade pode ser diminuída conforme o local da instalação, temperatura do ambiente e contaminação do ar.

O variador eletromagnético é dimensionado para uma temperatura ambiente de 25°C. Sendo assim, para ambientes com temperaturas mais elevadas, deve-se descontar 20% da faixa de rotação para cada 10°C acima da nominal.

A refrigeração do variador deve ser feita por intermédio de uma livre circulação de ar, tanto na entrada, como na saída do mesmo, evitando-se assim, a recirculação do ar, que é desaconselhável em instalações de máquinas em geral. Todo ambiente que possuir partículas sólidas em suspensão provoca um aumento considerável da resistência térmica entre o tambor e o ar de refrigeração, resultando um super aquecimento do primeiro. Sendo assim, os variadores

que trabalhem em ambientes poluídos devem ser equipados com filtros recuperáveis, ou receber ventilação através de duto contendo ar limpo.

2.7.8 - Variadores de velocidade semi-automáticos

Segundo LOURENÇO (1998), variadores de velocidade semi-automáticos são variadores do tipo:

- a) Conversor de frequência,
- b) Motor *Drive*,
- c) Inversor de frequência,
- d) Servomotor.

a) Conversor de frequência

Através de catálogos da WEG foram encontrados os conversores de frequência microprocessados da série CTW e CFW e o conversor de frequência por corrente imposta (CFW-I).

a.1) Conversor de frequência CFW-I

Os conversores de frequência CFW-I são estáticos com um circuito intermediário de corrente contínua. São usados para ajuste de velocidades de motores trifásicos. Eles são principalmente utilizados em acionamentos monomotor, e também quando existe a necessidade de frenagem e reversão do sentido de rotação.

O conversor controlado pela rede, na forma de uma ponte trifásica totalmente controlada, alimenta o motor com uma corrente em função da carga, que circula pela bobina de indução e pelo inversor.

Através do chaveamento do inversor é gerada uma corrente trifásica na forma de blocos retangulares. Deste modo, a forma da tensão no motor é senoidal.

O circuito da potência permite a reversão de polaridade de tensão CC no circuito intermediário sem afetar o sentido da corrente CC, permitindo assim uma reversão no sentido da energia durante a operação da máquina.

a.2) Conversor de frequência microprocessado

Os conversores de frequência microprocessados da WEG são equipamentos de última geração tecnológica destinados ao acionamento de motores de corrente contínua permitindo ajuste contínuo de velocidade com grande precisão.

Um microprocessador de alta performance de 16 bits controla todas as funções de regulação, disparo, proteção, sinalização e indicação. Os equipamentos são caracterizados por alto grau de flexibilidade e robustez o que lhes confere alta confiabilidade e fácil adaptação as mais diversas condições de operação e aplicação.

O conversor CTW constitui-se de uma ponte transistorizada totalmente controlada para, operação em dois quadrantes, porém tem-se também o modelo CTW-AO3 que apresenta duas pontes na configuração antiparalela para a operação em 4 quadrantes possibilitando duplo sentido de rotação com frenagem regenerativa. Apresentando ampla faixa de corrente para conexão a redes e seqüência de fase. Os equipamentos até 20A tem como dissipador uma chapa de alumínio enquanto que os demais possuem um dissipador de alumínio aletado.

Os conversores até 50A possuem ventilação natural, os demais possuem ventilação forçada, com supervisão de temperatura. O nível de corrente determina as dimensões do produto porém, todos os equipamentos desta linha possuem o mesmo gabinete basculante de alumínio anodizado para, as placas de eletrônica, permitindo fácil acesso a parte de potência e deixando a eletrônica imune a ruídos.

Os conversores de frequência da série CFW são equipamentos de concepção compacta e custo reduzido destinados ao controle de motores de indução trifásicos.

O CFW fornece uma tensão de saída trifásica de amplitude e frequência variáveis a partir da tensão de entrada da rede trifásica. Após a retificação da tensão da rede, a inversão de tensão DC em tensão controlada de saída é realizada através da utilização da técnica PWM senoidal gerada por microprocessadores de 16 bits de última geração.

Devido ao baixo conteúdo harmônico da onda de saída esse equipamento oferece excelente capacidade dinâmica em toda faixa de frequência sem a presença de torque pulsante no motor, garantindo alto rendimento ao conjunto motor. A Tecnologia digital empregada nessa série garante alta confiabilidade operacional baseada em avançada concepção de auto-proteção. Sendo um equipamento de fácil instalação e operação, permite ainda monitoração da frequência e corrente de saída, indicação de defeitos e *status* do conversor através de *display* de quatro dígitos.

b) Motor Drive

Esse equipamento é um motor de indução com inversor de frequência montados em estrutura monobloco de alumínio. Microprocessador utiliza transistores IGBT para chaveamento em alta frequência tornando a operação do motor silenciosa. Pode ser utilizado em diversos segmentos industriais.

c) Inversor de frequência

Inversores de frequência são microprocessadores que tem a finalidade de variar a velocidade dos motores elétricos de indução trifásicos. Esses inversores servem para alterar a frequência dos motores que no Brasil vale 60Hz. Os gráficos da figura 2.33 que mostram a relação da frequência com o torque e rpm dos motores.

De acordo com os gráficos à medida que se aumenta a frequência o rpm também aumenta e o torque diminui.

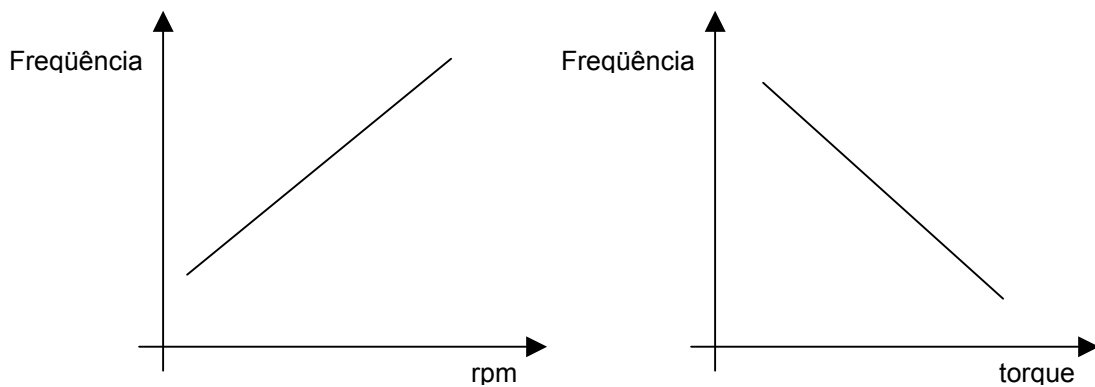


Fig. 2.39 – Gráficos rotação e torque pela frequência

Através de um catalogo da WEG relacionado a servoacionamentos encontramos o seguinte:

Os servomotores WEG da linha SWC são motores de corrente contínua a ímãs permanentes de ferrite, projetados para atender as necessidades da nova geração de máquinas extrusoras, bobinadeiras máquinas-ferramentas, trefiladeiras e *retrofitting* de máquinas. Os servomotores WEG da linha SMA são motores de corrente alternada *brushless* a ímãs permanentes de samário-cobalto.

As características dos servomotores são:

- Rotação suave e uniforme em todas as velocidades;
- Baixo nível de ruído e vibração;
- Escovas com longa vida, aumentando os intervalos de manutenção;
- Ampla faixa de rotação com torque constante;
- Fácil manutenção das escovas;
- Capacidade de elevada de sobrecarga;
- Resposta dinâmica rápida;
- Baixa inércia.

Esses servomotores são fornecidos com torque de 2,2 a 14 Nm e rotação máxima de 2000 a 3000 rpm.

Capítulo 3

Transmissões Veiculares

3.1 – Histórico das CVTs Veiculares

Em 1886, a primeira CVT veicular foi construída por Gottlieb Daimler, mas apenas tendo começado a encontrar sua aplicação em automóveis para produção recentemente devido à evolução dos materiais e tecnologias [2].

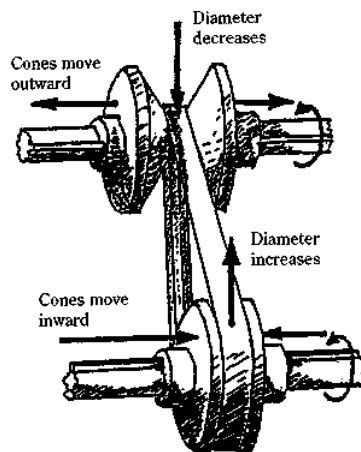


Fig. 3.1 – Esboço da CVT de Daimler

Entusiastas automobilistas em geral, observaram um nível crescente do interesse sobre esta tecnologia chamada CVT e sua ascensão no mundo automotivo.

A promessa das CVTs como um grande avanço quanto à economia de combustível e como uma alternativa de menor custo em relação às transmissões convencionais, chamou a atenção para revisão deste tópico. E assim um número cada vez maior de fabricantes de automóveis tem trazido cada vez mais veículos novos equipados com CVTs ao mercado.

Como já se mencionou, a CVT existia já a mais de cem anos. Entretanto, até recentemente, era reservada para apenas aplicação industrial, como por exemplo, as que funcionam em tornos ou em fresas industriais. Com a introdução de materiais melhorados, tais como correias de borracha de alta potência e densidade, aços de alta resistência, lubrificantes especiais e, mais recentemente, sensores e microprocessadores de alta velocidade, o estágio foi ajustado para utilização de CVTs em automóveis.

As vantagens do projeto de CVTs encontram-se não somente em sua eficiência, mas em sua simplicidade. A maior parte das CVTs consiste de poucos componentes arranjados de forma simplificada e funcional. Uma transmissão continuamente variável inclui tipicamente os seguintes grupos de elementos principais:

- Uma geometria variável (polias expansivas; cones excêntricos; esferas e discos de eixo oscilante; translação de discos)
- Dispositivo sensível ao torque requerido (cunhas e esferas, camos etc.)
- Dispositivo sensível à rotação na saída ou entrada (sistemas massa-mola, sensores de pressão etc.)
- Elemento de transmissão de potência (correias, correntes, discos, esferas etc.)
- Controladores mecânicos, eletromecânicos, hidráulicos etc.

Por exemplo, na CVT por polias expansivas, tem-se os seguintes elementos:

- Uma correia ou corrente de alta densidade de potência;
- Uma polia móvel com deslocamento controlado;
- Uma polia da movimentação sensível ao torque;
- Um mecanismo de incremento de pressão de contato.
- Microprocessadores e sensores.

3.2 – Transição dos Câmbios Escalonados para as CVTs

Desde que foram instituídas as caixas de marcha, mesmo sabendo que a necessidade foi o que se levou a adotá-las e não a simples criatividade de um inventor, alguns donos de automóveis se perguntam: qual seria a melhor relação de marchas para cada carro a cada situação? Como por exemplo, os mais “agressivos” e exigentes que acham que o certo seria torná-las sempre mais curtas a partir da segunda marcha e, outros, os mais “comodistas”, apreciam o fato de terem surgido os câmbios automáticos. Esportividade e comodidade, afinal, são coisas que, no mundo automotivo, soam de forma antagônica, beirando a total contradição [3].

Trocar de marcha, algo desconfortável, usando a alavanca de câmbio manualmente, tornou-se habitual com o passar dos anos. Nem o surgimento das transmissões hidramáticas, ainda na década de 1940, fizeram o câmbio manual perder seu “encantamento” e uso. Estes são fundamentais a qualquer trem de força (caixa de câmbio) e poucas vezes viu-se suas configurações mudarem ao longo dos últimos 100 anos da história do automóvel.

As transmissões já foram continuamente variáveis, porém com acionamento manual no Chatchat em 1902; foram “automáticas”, mas com engates seletivos em modelos “Fluid Drive” da Chrysler; foram seqüenciais, com acionamento manual em versões de competição – “Drag Racing” – e mais recentemente tornaram-se automáticas adaptativas produzidas pela GM para o Cadillac, com gerenciamento eletrônico de base algorítmica e seqüenciais automáticos.



Fig. 3.2 - Chatchat (1902) – Com Câmbio Contínuo e Variável de Acionamento Mecânico.

Com um maior número de reduções, a Mercedes conseguiu sustentar mais facilmente o ritmo de trabalho próximo do ideal, assegurando maior linearidade à condução. As trocas são mais suaves porque o “degrau” na escala de reduções tornou-se menor; o estresse a que o conjunto propulsor é submetido tende a ser reduzido e, por esse motivo, há uma economia percentual entre 7% e 10%, o que pode ser considerado significativo tratando-se de um motor de grande capacidade cúbica com mais de 300 hp.

O número de reduções fica claro, tende a crescer: 8, 9 ou mais, mas isso deverá acontecer principalmente entre as versões automáticas e sequenciais. Entre os modelos manuais, sete marchas seriam o máximo permitido por vários motivos. O principal deles seria a imposição de uma tocada absolutamente esportiva em tempo integral. Uma condição proibitiva tendo em vista que o consumidor, mesmo os mais entusiastas, desejam trafegar calmamente de vez em quando.

Observando o mercado de forma ampla, a conclusão a que pode-se chegar é que a ampliação da capacidade dos modelos CVT é mais do que urgente, é fundamental, para que inclusive a questão dos custos – indústria e consumidor – seja solucionada com vantagens para ambos os lados. Estudos para proporcionar segurança, economia de combustível, maior desempenho do veículo e preservação do meio ambiente são indispensáveis para a evolução e o crescimento do setor automotivo.

3.3 – Transmissões por Polias Expansivas para Automóveis

A Doorne Aanhangwagen Fabriek [4], DAF, fundada em Born, Holanda, pelos irmãos Hubert e Wim Van Doorne, foi a primeira empresa a comercializar CVT baseadas em polias expansivas. Eles produziam implementos agrícolas desde 1927, caminhões desde 1952 e fizeram seu primeiro carro, o DAF 600, em 1958, quando o "A" passava a significar *Automobiel* (Automóvel). O pequeno sedã com motor de dois cilindros horizontais opostos (*boxer*) de quatro tempos, arrefecido a ar, de 600 cm³ e 22 cv já trazia como única opção uma transmissão de variação contínua, o Variomatic.

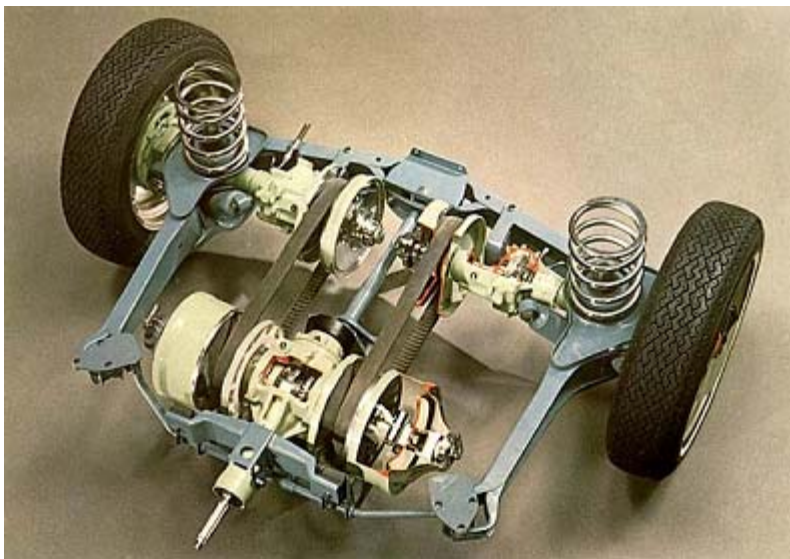


Fig. 3.3 – O DAF 33 e sua Transmissão por CVTs

A figura 3.4 mostra uma vista do DAF 55 exibindo todos os componentes mecânicos em suas posições (figura retratada pelo artista Charles Burki). Agora pode-se ver porque o DAF 55 teve que ser mais elevado do que seus contemporâneos. A transmissão foi colocada sob os assentos traseiros, em consequência o tanque de combustível teve que ser colocado sob o bagageiro; para criar assim um espaço aceitável no bagageiro e também para a transmissão, a altura do carro necessitou ser adaptada. A vantagem adicional era que mesmo adultos altos poderiam assentar-se no banco traseiro sem que suas cabeças tocassem no forro do capô [5].

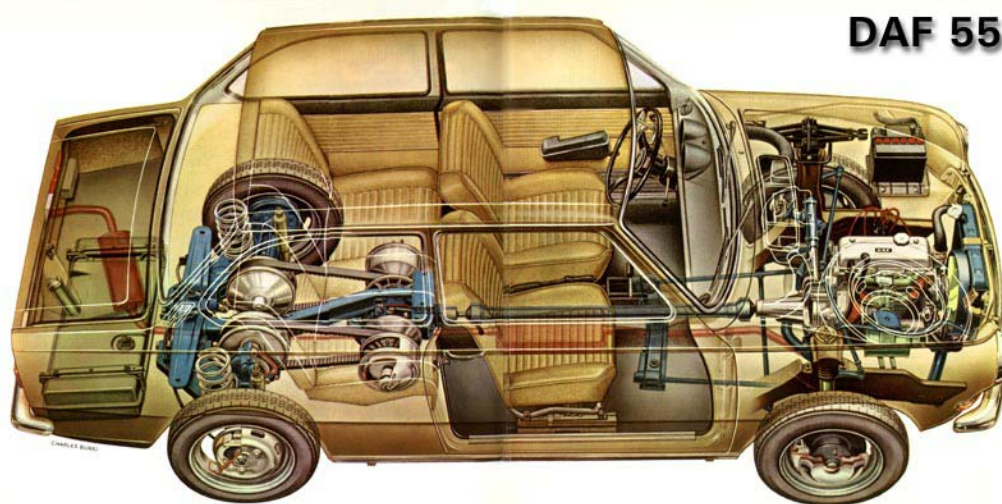


Fig. 3.4 – Local da Montagem da CVT no Veículo

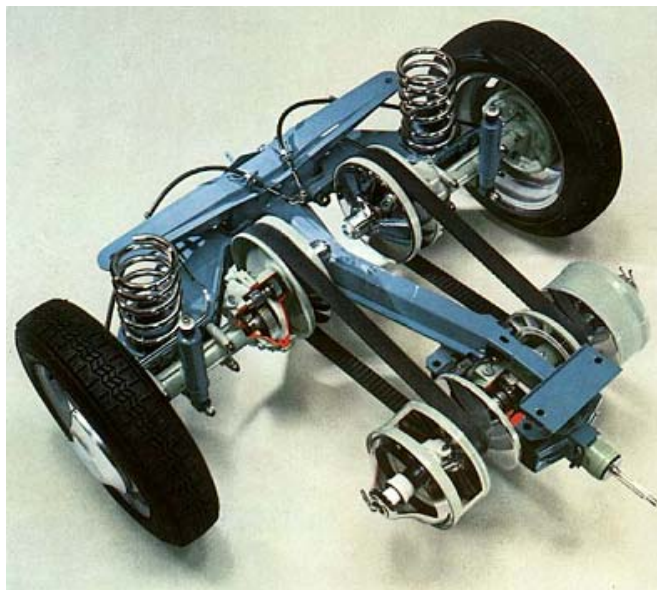


Fig. 3.5 – O DAF 55 e sua Transmissão por CVTs

O sistema consistia em dois pares de polias com cavidade cônica, cada par ligado por uma correia. O motor girava as polias primárias, que através das correias conduziam as secundárias, estas movimentando as rodas traseiras. Como havia um conjunto de polias e correia para cada roda, não era preciso diferencial. A mudança de relações era comandada por uma válvula eletromagnética de acordo com o vácuo no coletor de admissão (o que indicava a solicitação de maior potência pelo acelerador), pelo mesmo princípio de alguns ciclomotores, como o Caloi Mobylette, e motonetas.

As polias "fechavam-se" e "abriam-se" de modo a variar de diâmetro efetivo, alternando a posição da correia em sua cavidade. Isso produzia uma ampla variação na relação de transmissão, como se fossem marchas trocadas continuamente, sem intervalos ou "degraus" - a publicidade da DAF falava em "1001 opções para a relação ideal". Para a marcha à ré o sistema invertia o sentido da primeira polia, para que todo o conjunto trabalhasse inversamente.

Naturalmente havia problemas, um deles era a incapacidade da correia de lidar com motores de alto torque. Para o motorista, o efeito era curioso: a velocidade subia enquanto o motor permanecia estável na rotação de torque máximo. Embora uma boa medida em termos de economia de combustível e emissões poluentes, o som não era exatamente agradável. Este seria o

maior obstáculo a CVT mesmo nos anos 80, quando polias mais robustas, com tecnologia aeronáutica, haviam eliminado o problema de resistência.

Em 1975 a DAF era absorvida pela Volvo, que passava a fabricar na Holanda, sob sua marca, o modelo 66 e depois o 343 (que seria o DAF 88), mais tarde rebatizado 340. Este último foi o primeiro a oferecer a opção entre Variomatic e caixa manual de quatro ou cinco marchas, tendo sido produzido até 1991. Depois dele a Volvo fabricou em Born a série 400 (*hatchback* 440, Sedã 460, cupê 480 ES) e a atual linha 40 (Sedã S40 e perua V40), mas nunca mais utilizou a transmissão de variação contínua.

Por outro lado, a Van Doorne Transmissie (VDT) lançou a Transmatic, uma evolução da antiga transmissão dos DAFs, que em 1999 passou a equipar como opção o Nissan Primera. Ao lado da Audi Multitronic, a VDT comprova que a idéia pioneira dos irmãos holandeses fazia todo o sentido e só precisava ser aperfeiçoada.

A Nissan lançou no mercado europeu uma nova transmissão continuamente variável (CVT) que é compatível com a potência e um motor de 2,0 litros. A Nissan torna-se assim no primeiro e único construtor mundial a disponibilizar esta tecnologia [6].



Fig. 3.6 - Nissan Hypertronic CVTM6

Denominada Hypertronic CVT, esta nova transmissão automática continuamente variável é tecnologicamente uma das mais avançadas atualmente propostas pela indústria automotiva.

Proporciona uma maior eficiência e suavidade comparativamente às caixas automáticas convencionais sem qualquer sensação de choque de engrenamento como é comum nas caixas automáticas tradicionais e para os condutores que prefiram um maior envolvimento e controle na condução, está igualmente disponível a Hypertronic CVT M6, que para além do modo de operação "normal" dispõe de um outro de engrenamento manual seqüencial de 6 velocidades. Em termos de configuração, a Hypertronic CVT da Nissan mantém o esquema de engrenamento conhecido das caixas automáticas tradicionais, P-R-N-D-L. No entanto, no que se refere ao modo de funcionamento, apresenta diferenças substanciais. Além disso, enquanto as transmissões automáticas convencionais acarretam um prejuízo quanto ao consumo de combustível, comparativamente às alternativas manuais, a Hypertronic CVT revela-se mais eficaz em termos de consumos. A Hypertronic CVT M6 oferece uma segunda posição do seletor, à direita (à esquerda, nos automóveis com volante à direita) da ranhura tradicional, assinalada simplesmente com um sinal mais e um sinal menos. Com a alavanca no quadrante do lado direito da ranhura, o condutor poderá selecionar manualmente as seis relações de caixa predeterminadas, bastando-lhe para isso puxar ou empurrar o seletor - uma segunda característica desta transmissão única em todo o mundo. Esta opção proporciona uma condução mais participada e gratificante que qualquer outra transmissão automática.

Para fazer face ao torque elevado do motor Nissan de 2,0 litros, as novas transmissões Hypertronic utilizam uma correia de transmissão em aço de elevada resistência, significativamente mais larga e com comando hidráulico de alta pressão do sistema de polias. Ao contrário da caixa Nissan de variação contínua (N-CVT) utilizada no Micra, a transmissão da Hypertronic CVT é regulada por um conversor de torque e não por uma embreagem eletromagnética.

Ao adotar um conversor de torque, a Hypertronic CVT desenvolve um torque mais elevado a baixas velocidades, uma característica cômoda para a condução em condições de tráfego intenso.

3.3.1 – Variador de corrente de pinos abaulados (Sistema RH)

O modelo RH é um variador de velocidade que utiliza corrente de pinos abaulados (figuras 3.7 e 3.8). É o contato entre as faces desses pinos e a superfície lisa dos discos cônicos que transmite a carga. Um pistão mestre controla a alimentação hidráulica nos cilindros de pressão dos conjuntos de discos. O óleo é responsável pela pressão entre os discos cônicos e a corrente, pelo deslocamento axial dos discos móveis, e pela lubrificação forçada de todas as partes móveis.

Vantagens:

- possibilidade de pré-seleção da velocidade de saída do variador enquanto o mesmo estiver parado;
- sistema de pressão adicional proporcional à carga, que mantém o contato dentro dos limites realmente necessários, prolongando a vida útil do equipamento;
- alto grau de rendimento na transmissão de potências elevadas, em dimensões reduzidas;
- baixo nível de ruído.

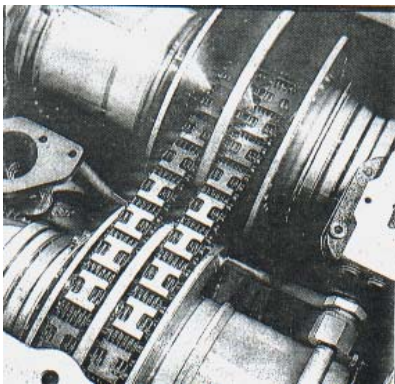


Fig. 3.7 – Variador de corrente de pinos abaulados

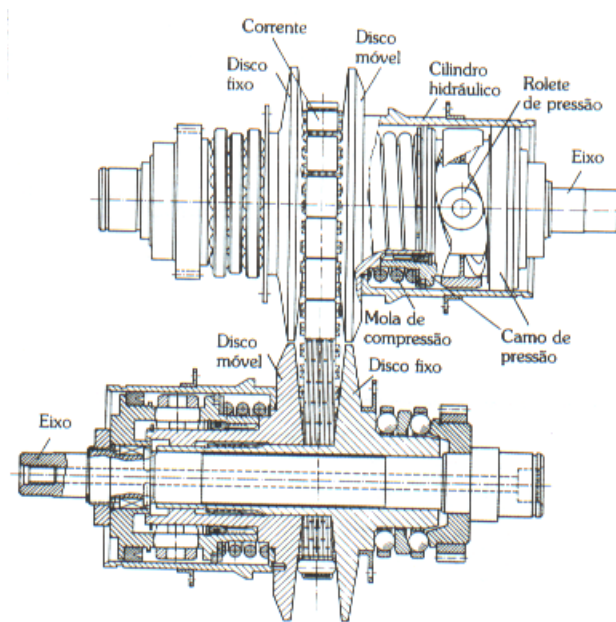


Fig. 3.8 – Esquema de um variador de corrente de pinos abaulados

3.4 – CVTs na Fórmula 3 e Fórmula 1



Fig. 3.9 – Carro do DAF: Rally e Competição

Nos anos 60 o DAF quis começar a melhorar sua imagem e provar as potencialidades de suas transmissões de Variomatic CVT [7]. O DAF dedicou-se a participar de competições e do programa de fórmula 3 em 1965. Em 1967, o DAF entrou com dois carros no F3, baseado no chassi de Brabham e adaptados para estas competições. Estes carros carregaram o nome do DAF e foram pilotados por Van Lennep e Beckwith, onde cada um ganhou uma prova por ano. O sistema de CVT foi modificado para estes carros de competição por Wim Hendriks. Os custos do desenvolvimento eram elevados e a competição era acirrada na F3. Após 1967 a participação do DAF no F3 diminuiu. Fizeram-se alguns carros baseados no chassi de Tecno e testados com um novo posicionamento da transmissão, mas nunca competiram novamente.



Fig. 3.10 – Carro do DAF Restaurado

A figura 3.10 mostra o retrato mais recente do carro da fórmula 3 do DAF de 1968. Foi restaurado e pintado na cor original da competição nacional holandesa: laranja brilhante. O carro foi inscrito na F3, em 1968, competindo pela equipe Holland e os pilotos eram outra vez Beckwith e Van Lennep. O chassi deste carro foi construído por uma companhia italiana

chamada Tecno. A Tecno(kart) começou como um fabricante de “karts” e tendo neste tempo expandido para os carros F3.



Fig. 3.11 – Visão Traseira do Carro do DAF: Conjunto Motor e CVTs

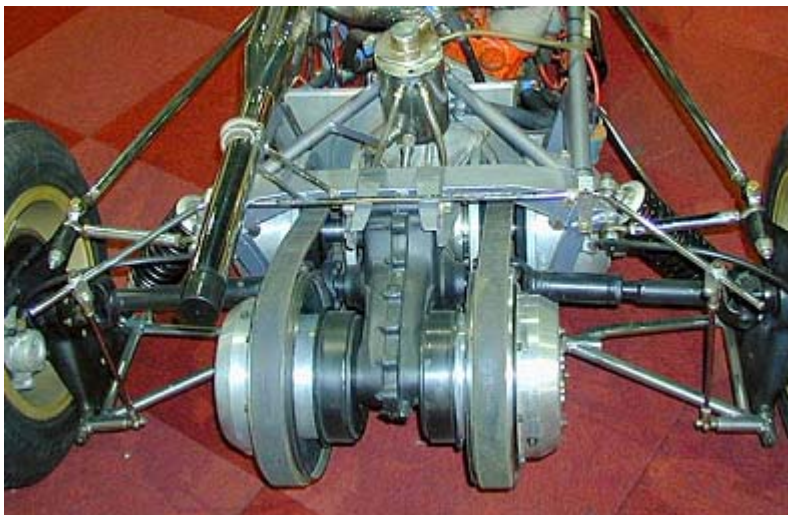


Fig. 3.12 – Montagem do Par de CVTs no Carro do DAF

Esta vista traseira revela a disposição do conjunto motor/transmissão e mostra o espaço que a transmissão Variomatic ocupava no veículo. As polias traseiras da transmissão são conectadas ao eixo do motor e ficavam na parte traseira fora do carro. As polias dianteiras são dispostas na frente do eixo traseiro e conectadas às rodas traseiras. A disposição da transmissão era conseqüentemente reversa àquela dos carros convencionais. O carro azul visto atrás do DAF F3

(figura 3.11) é o protótipo de 1993 da Williams o FW15C CVT. Este carro foi usado pela equipe de Williams para testar a potencialidade da utilização prática de uma transmissão de CVT na Fórmula 1.

Na figura 3.12 vê-se a transmissão Variomatic 1968 da fórmula 3 em detalhe. As correias de borracha estão expostas inteiramente, e isso mostra ser um ponto desfavorável no projeto, especialmente em circunstâncias em que estas possam ficar molhadas e patinar.

É interessante notar como muitas soluções técnicas aplicadas aos automóveis de rua tendem a ser aprovadas, ou rejeitadas, pelo público com base em referências que não têm relação lógica com estes veículos [8].

Por exemplo, um carro de Fórmula 1 pouco tem em comum com um automóvel de rua. Ainda assim, por anos os motoristas de boa parte do mundo (salvo os americanos) rejeitaram as transmissões automáticas. E uma das razões parece ser o fato de que um piloto de F1 troca às marchas por si mesmo, logo esta deve ser a melhor forma. Isto fica claro quando observamos que o aumento da aceitação das transmissões automáticas e semi-automáticas mundo afora coincidiu com a abolição da embreagem nos F1. Há muito de errado nessa situação. Por exemplo, se um engenheiro quisesse colocar uma transmissão automática propriamente dita num F1, não poderá, pois o regulamento não permite. Hoje esse regulamento é “sufocante” a ponto de exigir uma mesma posição e configuração de motor a todos. As transmissões de F1, de qualquer forma, não guardam nenhuma semelhança com as caixas manuais de uso em rua, muito lentas e pesadas para essa aplicação. Uma transmissão automática moderna, com controle eletrônico bem feito, é muito mais eficiente para os carros de rua. Para os que se consideram pilotos impecáveis, cuja habilidade suplanta tais sistemas, uma pequena história se faz necessária.

Como mencionado anteriormente, ao redor de 1994, a equipe Williams de F1 montou em um carro uma CVT e levou-o a uma pista para testes, propondo que se o melhor piloto da equipe baixasse o tempo em relação à transmissão tradicional, a mudança seria feita e uma das maiores revoluções na F1 estaria começando. Como era de se esperar, o carro automático foi mais rápido. O inesperado foi o tamanho da diferença: dois segundos por volta. Quando essa informação

chegou a Federação Internacional do Automóvel (FIA), foi proibido seu uso nos carros, pois só é aceitável a competição esportiva, de pessoas realizando algo físico e determinou então que os câmbios teriam de ser exclusivamente manuais, com número de marchas entre quatro e sete, embora tenha liberado o comando eletromecânico que é utilizado até hoje, por meio de alavancas por trás do volante.

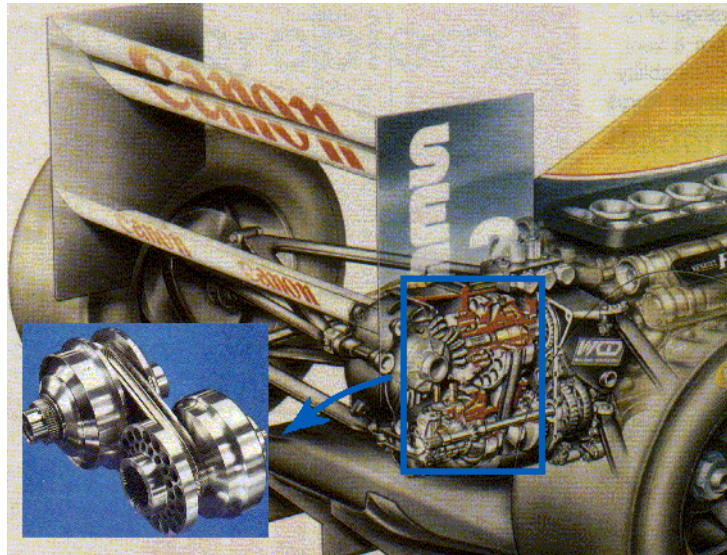


Fig. 3.13 – CVT na Fórmula 1

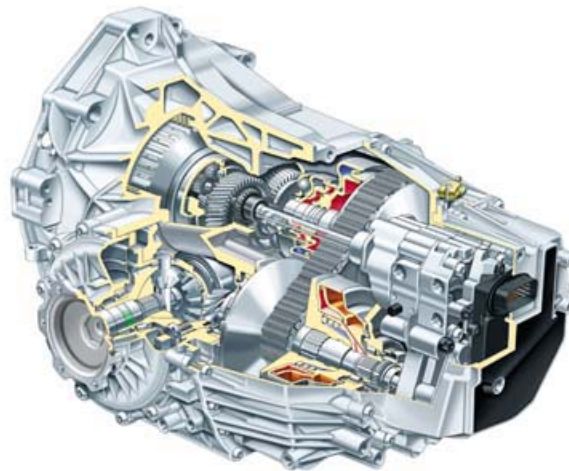


Fig. 3.14 – CVT Automotivo por Polias Expansivas

Segundo Oliveira (2002) [7], se uma F1, por exemplo, tivesse restrições apenas referentes à segurança passiva dos pilotos então a criatividade, a corrida e a competição tecnológica voltariam à pauta. Enquanto isso não acontece, os carros de rua continuam evoluindo mais devagar, mas a “passos” firmes. Os Mercedes SLK32 e C32 AMG são uma das novas referências em

transmissão. Sua caixa automática reage mais rápido que qualquer motorista na direção esportiva, reduz e retém as marchas nos momentos corretos, com uma suavidade e transparência de operação impossíveis numa caixa manual. Até os mais ferrenhos defensores da embreagem que dirigiram esses carros se renderam a excelência dessa transmissão. Detalhe: essa caixa, ao contrário das Tiptronic, não permite trocas manuais sequenciais, apenas as intervenções normais de qualquer caixa automática. É notável também a nova caixa CVT da Audi, chamada Multitronic, que substituiu a correia por uma corrente de grande resistência nos modelos A4 e A6. O BCWS pôde avaliá-la no novo A4 e reportou uma verdadeira revolução: uma transmissão automática que torna o carro mais veloz e mais econômico que seu equivalente manual. Ao contrário dos câmbios automáticos comuns, o de variação contínua possui embreagem automática, similar àquela para caixas manuais.

Na maior parte das situações, o comportamento do Honda Fit com caixa CVT assemelha-se ao de um automóvel com câmbio automático comum. As rotações sobem gradualmente com o aumento da pressão no acelerador, caem quando se alivia o pé e, no caso de uma pisada rápida até o fim (o chamado *kick-down*), sobem com rapidez para favorecer as retomadas. Mas há uma condição em que esse câmbio não se parece com nenhum outro [9].

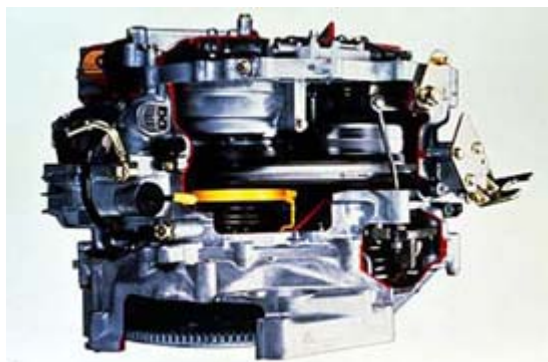


Fig. 3.15 - O compacto câmbio do Honda Insight, modelo híbrido que também utiliza CVT.

Em uma aceleração com pressão constante no acelerador, não existe o “sobe-e-desce” de rotações das mudanças de marcha de caixas manuais e automáticas comuns: a rotação do motor sobe (aumenta) com relativa rapidez até determinada rotação e ali permanece, enquanto a velocidade vai aumentando. Esse regime pode ser o mínimo, como 2.000 rpm, ou chegar ao de

potência máxima, no caso do Fit 5.700 rpm, de acordo com o que o motorista exige pelo acelerador. Trata-se da melhor forma de aproveitar a potência disponível, mas no começo a sensação é desconcertante, pois os ouvidos parecem não perceber que a velocidade está aumentando. Cientes de que isso não agradava a muitos motoristas, alguns fabricantes desenvolveram CVTs que imitam câmbios manuais — como já ocorrera com os automáticos comuns desde que a Porsche lançou o 911 com Tiptronic, em 1989. A primeira foi a citada M6 Hyper-CVT da Nissan, que estabelecia seis marchas “virtuais”.

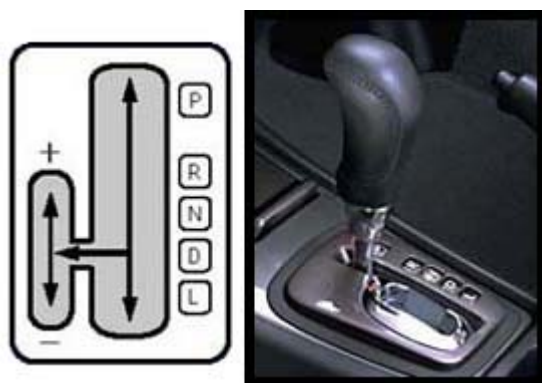


Fig. 3.16 - O M6 Hyper-CVT da Nissan: mudanças manuais seqüenciais ao estilo do Tiptronic.

Rodando no modo manual, a caixa simulava as seis relações, trocadas ao comando do motorista, porém sem a variação contínua. Em teoria seria possível estabelecer quantas marchas se quisesse, mas seis são mais que suficientes para qualquer carro atual. Já a Honda preferiu sete na versão do CVT com esse recurso oferecida para o Fit em muitos mercados, cujas mudanças se operam por botões no volante.

O recurso das relações “virtuais” abre possibilidades interessantes: uma, haver um escalonamento de câmbio adequado a cada perfil de uso, no mesmo automóvel. Suponhamos que dois motoristas, ambos adeptos das trocas de marcha manuais, compartilhem um carro, mas tenham modos de dirigir diferentes. Um roda em baixas rotações e de modo mais suave; outro gosta de mudanças freqüentes, utiliza rotações mais altas e aprecia a sonoridade da pequena queda de giros do motor a cada troca de marcha. Eles poderiam obter, de um carro só, dois tipos diferentes de escalonamento: um mais aberto, para o primeiro usuário, outro mais fechado para o segundo.

Outra seria estabelecer escalonamentos distintos, permutados automaticamente, de acordo com o temperamento do motor de características variáveis. Campo em que a própria Honda surpreendeu com o sistema VTEC em 1990, que no esportivo Civic VTi resultava em dois motores num só. Como as relações das marchas eram fixas, foi preciso encontrar um escalonamento que atendesse aos “dois” motores. Ocorreu que com o motor “dócil” (a fase em que o comando de válvulas mais suave atuava) as marchas ficaram próximas demais e, com o “bravo”, muito distantes. Vale lembrar que os motoristas também resistiram por um bom tempo aos sincronizadores, hoje um padrão nas caixas manuais. E que nesse caso, as "caixas secas" tinham vantagens consideráveis em relação às sincronizadas: mais rapidez nas trocas (só para os mais habilidosos), menor complexidade e menor peso. A única real vantagem das sincronizadas estava na facilidade de operação.

3.5 – Aplicações Automotivas das CVTs Toroidais

Para as CVTs foi lento desenvolver seu potencial por causa dos desafios práticos de uma idéia simples. Em 1877, Charles Hunt inventou a CVT toroidal, a chamou de "fricção-motora" e esta transmissão foi empregada em carros em 1920. Mas a durabilidade deficiente e a capacidade limitada de potência mataram a CVT até melhores materiais e processos de manufatura serem desenvolvidos. E devido a estas dificuldades tecnológicas e construtivas da época, assim como as CVT por polias e correia, dando margem ao surgimento das transmissões escalonadas em veículos.

3.5.1 – Meio-Toroidal

A diferença entre a CVT meio e inteiro-toroidal é que o projeto do meio toroidal usa uma geometria semiesférica de forma mais eficaz que uma geometria inteiramente esférica entre a entrada e os discos de saída. A geometria semiesférica reduz o ângulo do rolo de potência, aparando as perdas girando comparadas a um projeto inteiro-toroidal.

A CVT meio-toroidal da NSK (figura 3.17) consiste em dois rolos guiados e abrigados entre dois discos cônicos toroidais, um que dirige e o outro dirigido. Inclinando os rolos guiados varia-se o ângulo e os pontos de contato dos cones, cujos diâmetros relativos do acoplamento dos

discos toroidais da entrada e da saída podem ser variados para conseguir uma relação desejada de velocidade.

O problema deste tipo de CVT era o material dos discos que os constituíam que não resistiam ao contato metal-metal. No Japão introduziram óleo para a transmissão de potência e torque, impedindo o contato metal-metal. Este óleo se polimerizava instantaneamente próximo ao ponto de máxima pressão entre os discos. Devida às altas pressões e diferentes temperaturas os óleos perdiam suas propriedades e acabava por ocorrer o contato metal-metal que danificava e quebrava a CVT. Então o problema identificado passou a ser o óleo, então passou-se a desenvolver óleos resistentes a tais condições. Este se transforma em quase em sólido como vidro sob a alta pressão nos pontos de contato. A força é transmitida com uma camada onde o óleo se comporta de forma elasto-hidrodinâmica de lubrificação-óleo-película que é 0,001 milímetros (0,0003 dentro) densamente, melhor que através do metal, e assim o desgaste do contato metal-metal é evitado. Para carros maiores e com mais potência a CVT quebrava. Então agora o problema identificado estava no material dos discos da CVT. Devido à impureza do aço os discos trincavam e quebravam ao meio. Era necessário uma liga de aço puro melhorado para suportar a tensão. A resposta se deu pelo desenvolvimento "da tecnologia de aço extremamente purificado" através das idéias dos próprios funcionários da siderúrgica, que reduz as inclusões não metálicas no material. Então depois de solucionado este problema, a CVT passou num teste de 300000 Km sem quebrar, com desgaste mínimo e hoje está sendo muito empregada nos veículos automotivos de diversos portes.

O desafio restante devia encontrar uma maneira de deixar a superfície do metal sobreviver à contaminação inevitável pelas partículas duras que são comuns nas transmissões e nos diferenciais como o resultado do desgaste às engrenagens e às outras peças.

O forte contato entre as duas superfícies de metal causam recortes que começam a se lascar da superfície dura e o desgaste rápido que pode cortar a vida de serviço ao 1/5 do tempo a duração prevista. Desenvolveu-se a metalurgia para os rolamentos que enfrentam desafios similares, e aplicado isso a CVT. A solução devia aumentar a austenita retida, uma estrutura

macia do metal, na liga para fornecer alguma resiliência. Um tratamento da superfície de nitritação do carbono preservou a dureza necessária.



Figura 3.17 – CVT Meio-Toroidal.

Uma característica original da CVT toroidal é que pode manter torques extremamente elevados com alta eficiência. Por causa desta transferência eficiente de potência no ponto de contato, as transmissões toroidais fornecem uma eficiência média de 91.6%. Tais transmissões estão sendo usadas na manufatura dos veículos da Nissan Cedric e Gloria equipados com os motores 3.0 litros, que têm a habilidade de manter valores de torque elevados. Estas transmissões são também candidatos excelentes para caminhões, camionetes, e veículos de uso comum.

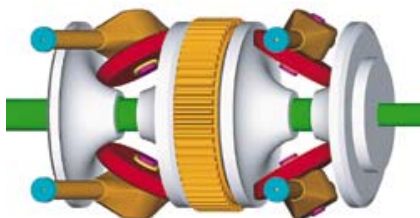


Fig. 3.18 – Câmbio Toroidal

A Torotrak é uma CVT configurada para fornecer uma escala contínua de relações. Isto permite ao motor funcionar em circunstâncias melhores que fornecem uma maior economia de combustível.



Fig. 3.19 - Torotrak

A disposição simplificada genérica de cada componente do IVT é mostrada na figura 3.24. Em seguida uma descrição breve de cada componente é dada.

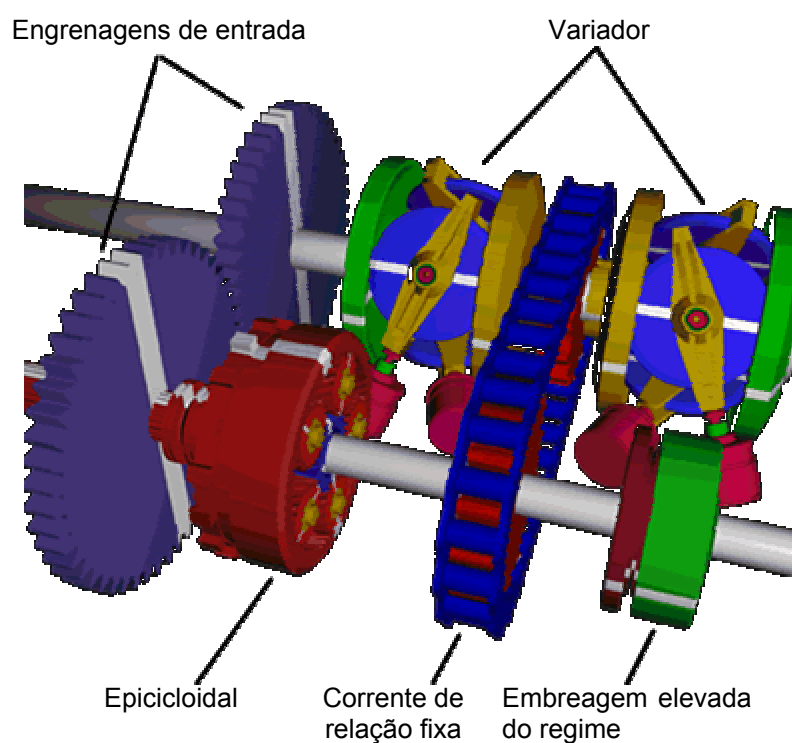


Fig. 3.20 – Conjunto do Torotrak e os Demais Elementos da Transmissão

- As engrenagens de entrada - transmite a potência do motor através da embreagem baixa do regime à engrenagem de planeta no trem de engrenagem epicycloidal.
- O variador - é o Torotrak IVT cria sua variação contínua da relação.

- O trem epicycloidal - são os meios pelo que o motor em funcionamento pode ser conectado às rodas estacionárias da estrada sem uma embreagem ou com o conversor de torque deslizando.
- A corrente de relação fixa - tomadas à movimentação dos discos da saída e transmite-a a engrenagem do sol do trem epicycloidal e à entrada da embreagem elevada do regime. Uma engrenagem rodando em marcha lenta pode ser usada em vez de uma corrente.
- Embreagem elevada do regime - acoplada para todas as velocidades para diante acima do equivalente de uma segunda engrenagem.

3.6 – CVT's usados em bicicletas

3.6.1 – CVT da *Systems*

É uma transmissão nova, original, continuamente variável que pode também ser adaptada para o uso em movimentação em velocidade constante. É facilmente adaptável à operação manual ou automática. Esta transmissão é de variação “infinita” entre seu valor máximo e mínimo na escala da relação. Tem uma grande variedade de aplicações em toda a indústria, onde a potência deve ser transmitida eficientemente por um motor de combustão interna, por um motor elétrico ou por uma pessoa. É simples e apropriado para um multiuso das aplicações. Pode ser usado no lugar das transmissões hidromecânicas, das movimentações da correia e da polia, das transmissões de multi-engrenagem, das movimentações hidráulicas, das movimentações por controles eletrônicos, das movimentações por fricção, etc.

Não há nenhuma transmissão como esta ou disponível hoje no mercado. É original e sua simplicidade é grande; nenhuma correia, nenhuma polia, nenhum componente hidráulico, nenhuma embreagem deslizando. Esta transmissão é continuamente variável nas faixas de 1:0 a 1:1 ou 1:1 a 1:3 ou mais, dependendo da aplicação. Pode-se ter este tipo de CVT trabalhando desde em uma bicicleta (figura 3.21).

Características: Sabe-se apenas que é constituída por nenhum material exótico; os componentes usados são disponíveis prontamente; não é composto por nenhuma correia ou embreagem deslizante; possui eficiência elevada; poucas partes móveis; é compacto; adaptável a

várias aplicações; variação da relação para pequenas cargas e é leve, mesmo através da figura 3.21 não é possível identificar a forma de seu funcionamento. Aplicações gerais: Indústria automotiva, máquinas agrícolas, etc.



Figura 3.21 – CVT aplicado à bicicleta

3.6.2 – CVT Wagner

Segundo Forti (1997), esta CVT é um sistema de transmissão auto-ajustável para bicicletas (figura 3.22) com um princípio de funcionamento relativamente simples e ao mesmo tempo diferente dos atuais disponíveis no mercado. Esta CVT maximiza a limitada potência fornecida pelo ciclista à bicicleta, e proporciona o conforto de poder manter uma frequência de pedalar constante, independente do tipo de percurso, que é base para a utilização de uma CVT em bicicletas. O desempenho desta CVT varia muito em função da faixa de trabalho utilizada. Logo, deve-se ter em mente qual o objetivo a ser alcançado e assim fazer a melhor escolha.

A maximização da potência fornecida pelo ciclista, causa em contra partida um elevado consumo de energia por parte do mesmo. Assim sendo, a escolha de uma faixa de trabalho da CVT em que o parâmetro $\text{tempo} \times \text{energia}$ fosse mínimo, e não mais aquela que apresentasse o máximo valor do parâmetro $\text{energia}/\text{tempo}$, é considerada adequada para este propósito.

O comportamento desta CVT é muito melhor do que os da transmissão escalonada. E também convém, ressaltar que através de conversas com fisioterapeutas, soube-se que há uma grande dificuldade em conseguir que os pacientes que utilizam bicicletas ergométricas, para testes e/ou fisioterapias, consigam manter uma produção de potência constante durante todo o exercício. Isto se deve ao fato da maioria das bicicletas ergométricas serem do tipo mecânico, assim a única maneira de manter uma produção de potência constante durante o exercício é

manter também a frequência de pedalar constante. Logo, a adaptação de uma CVT à bicicleta ergométrica teria a grande vantagem de permitir variações da frequência de pedalar dentro de uma faixa, e mesmo assim, o paciente manter uma produção de potência constante durante o exercício.

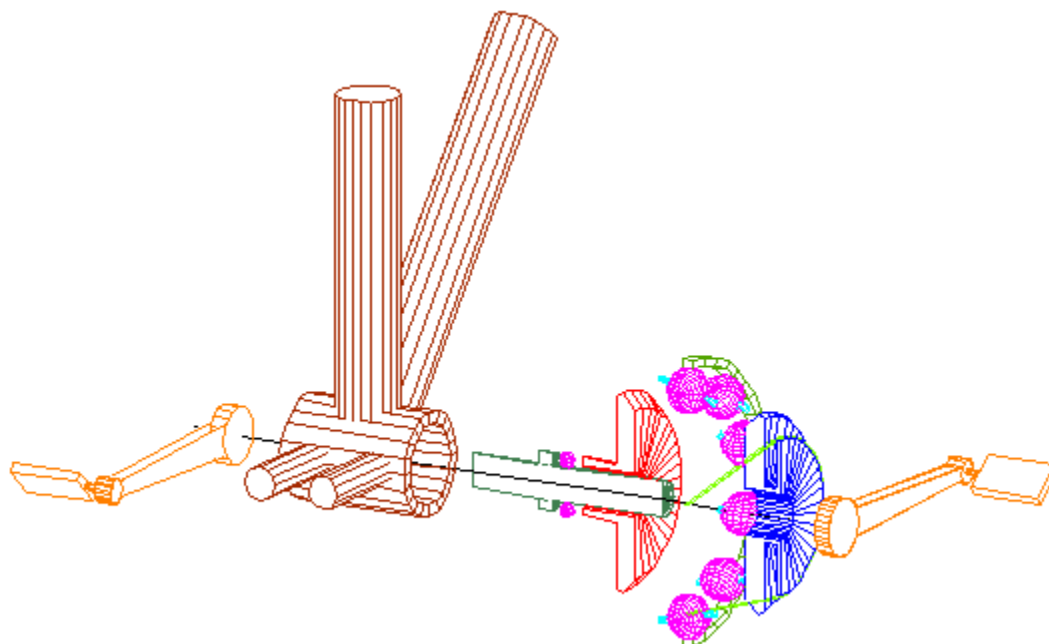


Figura 3.22 – CVT Wagner para bicicletas

Capítulo 4

Um Exemplo Industrial de CVT por Polias Expansivas e Corrente

4.1 - Introdução

Segundo o catálogo LUK DO BRASIL EMBREAGENS CVT LTDA o multitronic® da Audi é a primeira transmissão continuamente variável para aplicações em carros de passageiro que supera a transmissão manual no consumo de combustível e na aceleração. Além disso, define neste setor, que tem sido dominado previamente pela transmissão automática escalonada, um padrão novo de conforto.

O coração do multitronic® consiste no variador com o sistema de contato e a unidade de controle hidráulica da LuK (figura 4.1). O próprio variador trabalha com uma corrente de ligação que é baseada originalmente no sistema CVT de corrente de Werner Reimers de P.I.V. A aplicação do multitronic® consiste em 1025 placas da ligação e em 150 pinos de balancim e é mantido junto pelos pinos do retentor que são soldados nos pinos do balancim. A força de tração de uma junção à outra é transmitida por até 14 placas de ligação arranjadas de lado a lado. Cada junção consiste em dois pinos do balancim, que balançam em cada outro quando a corrente está curva. Esta cinemática junto com a construção da corrente de acordo com o arranjo descrito da placa da ligação deixa os raios menores correndo com as perdas internas baixas e a distribuição homogênea da força de tração. Isso significa uma cobertura maior da relação, uma eficiência boa e uma capacidade elevada do torque no veículo. Para a otimização da excitação acústica, a corrente consiste em ligações de dois comprimentos diferentes. É desta maneira que uma

seqüência feita de ligações longas e curtas podem ser encontradas, que mostra um espectro da excitação com uma grande escala de frequências para reduzir a característica pura do som.

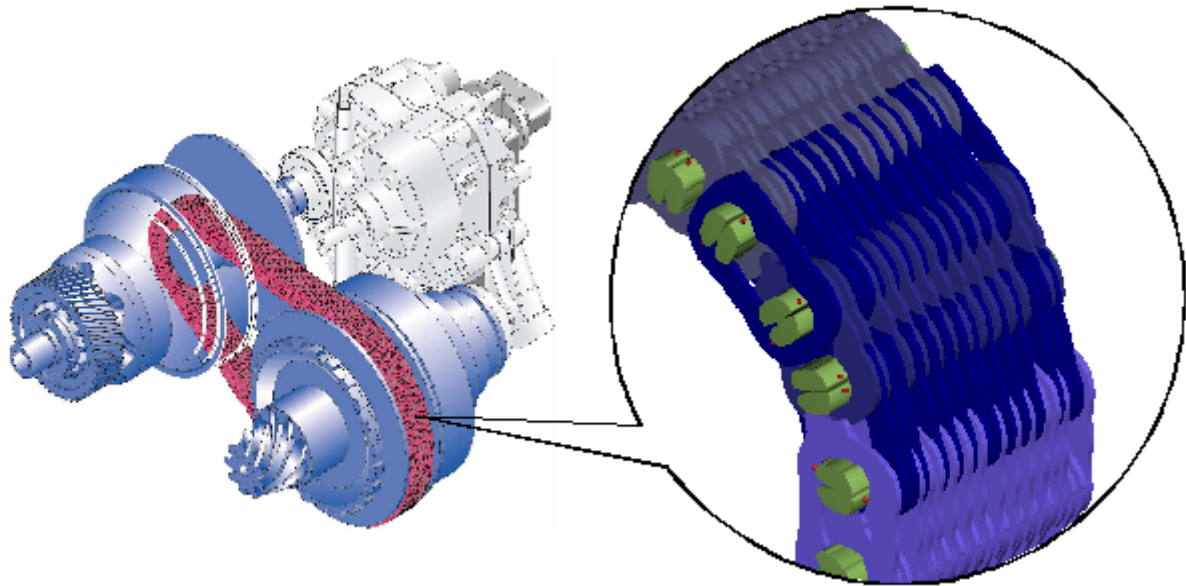


Figura 4.1 - Variador por corrente LuK com sistema de contato e unidade de controle hidráulica.

A transferência da potência entre a corrente e as polias ocorre pelo contato de tração dos pinos do balancim e dos discos da polia. Para prevenir os danos superficiais dos picos de força, tanto a face da polia e a face do pino do balancim são curvados (figura 4.2). Isto permite que uma elipse de pressão constante forme uma fileira de contato total através da escala da relação de engrenamento, de modo que nenhum corredor real da borda possa ocorrer mesmo durante a deflexão no afunilamento da polia e do pino do balancim em cargas inferiores.

Este capítulo ilustra o desempenho do variador por corrente assim como o processo de desenvolvimento para produção em uso nos carros de passageiro. As explicações concentram-se na corrente com polias, sem sistema de contato e sem unidade de controle hidráulica.

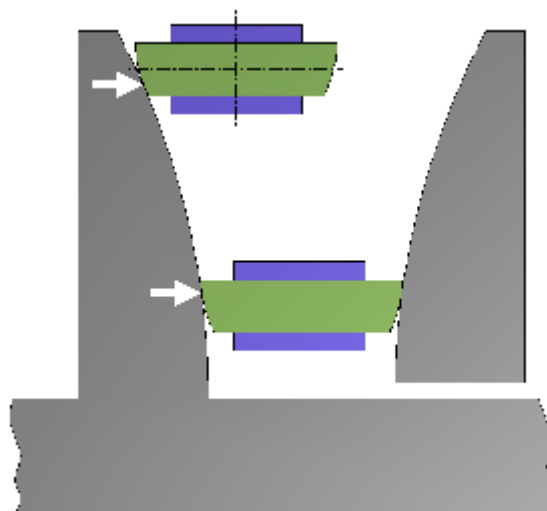


Figura 4.2 - Contato das faces curvas da corrente com as das polias

4.2 - Solicitações no Variador por Corrente para Aplicações em Carros de Passageiro

A fim de estruturar a grande variedade das exigências sobre um variador CVT, uma simples análise da função-base do sistema “variador por corrente” enquanto converte a relação foi realizado em um veículo (figura 4.3). Esta perspectiva funcional resultou nos seguintes critérios de avaliação e de necessidades:

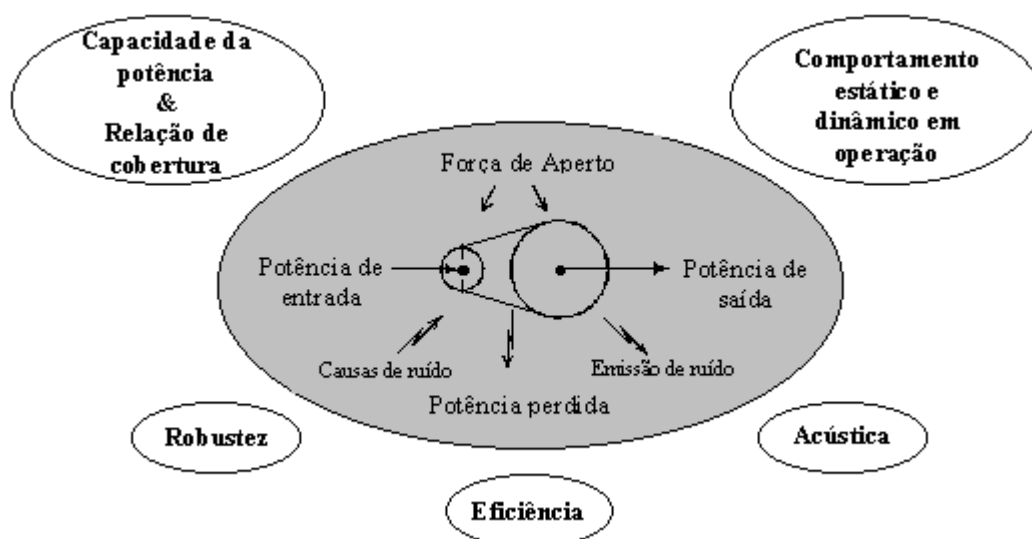


Figura 4.3 - Critérios para avaliação funcional do variador por corrente.

a. Capacidade da potência e cobertura da relação

O carregamento na corrente e no contato da polia depende não somente da força de contato e da potência transmitida, mas também decididamente do raio de corrida eficaz e o número associado de pinos do balancim realmente em contato com os discos da polia. Uma menor distância entre centros do variador e a grande cobertura da relação obtida, do mais elevado carregamento na corrente, nas polias e nos eixos. Porque especialmente os motores de elevado torque são capazes de usar uma cobertura de relação de 6 ou mais, no que diz respeito ao consumo de combustível e ao conforto, numa capacidade elevada de torque com uma alta cobertura da relação na menor distância entre centros possível são constantemente exigidas nos variadores.

b. Eficiência

As perdas no variador podem produzir efeitos negativos de duas maneiras. Primeiramente, afetam o desempenho e a economia, em segundo, podem reduzir a vida do variador, particularmente se estas perdas são internas no elemento de correia/corrente. Porque a carga mais elevada ocorre na relação “sub-marcha” (marcha que transmite velocidade menor que a do motor) e a relação da “sobre-marcha” (marcha que transmite velocidade maior que a do motor) é decisiva para o consumo de combustível, os valores da eficiência em torno dos limites da relação são de importância particular.

c. Comportamento estático e dinâmico em operação

Com a força de contato elevada influencia negativamente o carregamento no variador e sua eficiência, ambos a exigência de força de contato assim como a margem de segurança requerida pelo sistema de contato deve ser tão baixas quanto possível. Além disso, o variador deve fornecer a capacidade de controle boa e deslocar a velocidade, que é necessário no caso de uma freada rápida ou durante a troca manual de marcha (mudança *tip*).

d. Acústica

Há duas exigências básicas no que diz respeito às características acústicas do variador. Primeiramente, os níveis de ruído externos e internos especificados pelo fabricante não devem ser excedidos, secundamente, a corrente não deve ser percebida como irritante dentro do veículo.

e. Robustez

A sensibilidade a qualquer tipo dos fatores de ruído pode necessitar de contramedidas caras ou mesmo causar a falha prematura de um sistema. Conseqüentemente este critério recebe a consideração principal ao realizar um Sistema-FMEA.

A fim de iniciar no melhor desempenho do variador de corrente com respeito a estas exigências é absolutamente necessário que não apenas a corrente, mas o variador completo seja considerado e otimizado como um sistema. As seguintes explicações dão uma visão geral dos variadores de potência por corrente a respeito destes critérios com relação às exigências quanto à durabilidade, o custo e a produção em massa.

4.2.1 - Capacidade de Transmitir Potência e a Cobertura da Relação

a. Otimização da modelagem e do projeto

Segundo o catálogo LUK DO BRASIL o modelo desenvolvido pela empresa consiste nos discos da polia, eixos e corrente que foi utilizado para analisar o desempenho e o carregamento do variador (figura 4.4). Os discos e os eixos da polia foram parametrizados utilizando a rigidez e as inércias calculadas nos modelos correspondentes. A corrente é constituída por placas e junções de forma a representar as propriedades mecânicas reais. A rigidez e a inércia dos elementos individuais também foram originadas nos mesmos modelos. Um elemento de conexão por tração é assumido para o contato da junta e do disco da polia.

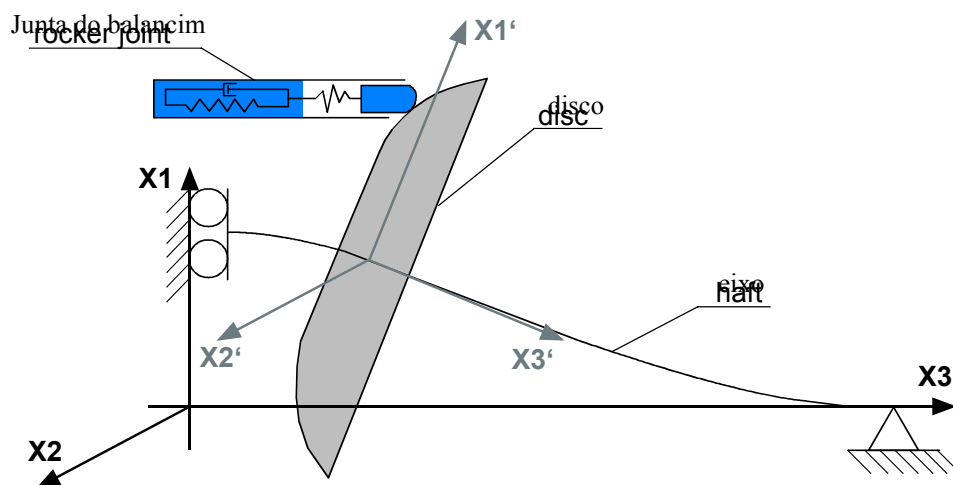


Figura 4.4 - Modelo do variador de corrente desenvolvido pela LUK

Usando a simulação numérica todas as variáveis internas do sistema tais como forças, deflexões e o deslizamento dos pinos nas polias para circunstâncias operando-se estacionárias e dinâmicas podem ser calculadas (figura 4.5). Além disso, a avaliação de condições de vibração ou de variáveis derivadas tais como a eficiência ou a relação da força de contato das duas polias é também possível.

A figura 4.6 mostra as distribuições das forças de tração nas placas de ligação através da largura da corrente para dois padrões diferentes da placa de ligação calculados com este modelo. Devido à deflexão das junções a força na placa exterior de ligação é a maior. Para definir o ponto de carga crítica, a força de tração na placa exterior de ligação sobre uma circulação no variador é simulada. Isto mostra que a força máxima da placa de ligação ocorre logo após a partida da polia motora. Por meio de tais cálculos, uma placa de ligação padrão com uma distribuição consideravelmente mais homogênea da força poderia ser desenvolvido, por meio da força na placa de ligação altamente carregada, se encontra ao redor 10% mais baixo do que na versão original.

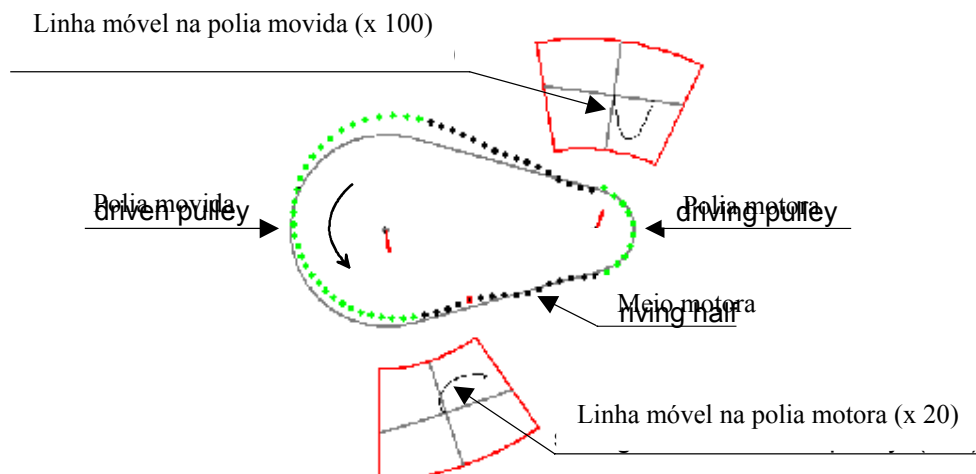


Figura 4.5 – Linha móvel dos pinos do balancim nas polias (simulação)

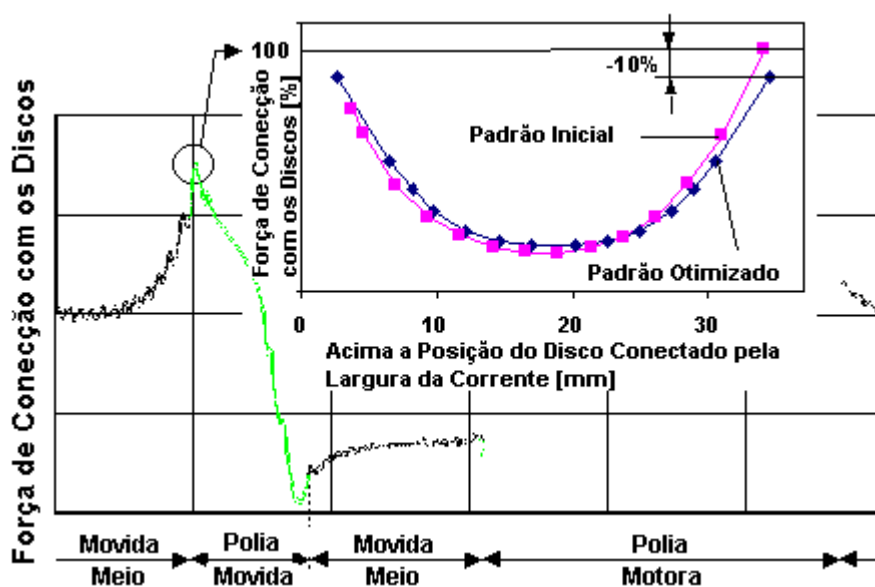


Figura 4.6 - Circulação da força de Conexão com os Discos pela largura excedente da corrente (simulação).

A fim de determinar as tensões do componente nestas forças, um modelo de contato para a placa de ligação e o pino do balancim foi definido (figura 4.7). Considerando um valor correspondente da tração na área de contato dos dois elementos, realmente os danos observados no mecanismo podiam ser reproduzidos. Além disso, este modelo permite também a análise da influência de tolerâncias de forma na área de contato. Usando estes modelos junto com uma

ferramenta biônica para a otimização da forma, uma redução da tensão da placa de ligação nas áreas críticas de até 4%, comparado ao estado original foi conseguida.

A otimização estrutural do pino do balancim concentrou-se principalmente na área de contato com a polia. Baseado nos valores da deflexão para a polia e as junções um contorno dobro-curvado da face foi definido, que representasse uma combinação ideal da segurança de encontro ao corredor da borda e à pressão hertziana mínima (figura 4.8).

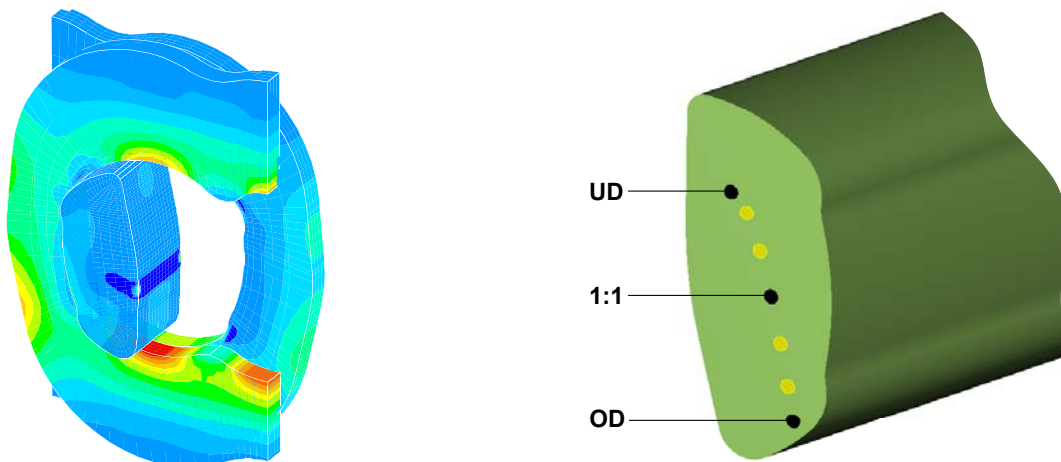


Figura 4.8 - Contato do pino do balancim à polia 1 para relações diferentes

b. Otimização do material e do processo

Aparte de seu uso como variáveis de entrada para os FEA-cálculos, as forças ganhas pelo modelo do variador são usadas para a parametrização de um limite de carga mais baixo e superior em testes de vibração. A fim de tirar a influência do sistema triplo “placa de ligação - pino do balancim – óleo” em consideração, não tem teste padrão em partes, mas os componentes reais são usados. Com a ajuda deste método realístico, uma larga escala de materiais diferentes e parâmetros de processos podiam ser testados. A parte importante da adicional corrente-resistência requerida para as aplicações elevadas do torque podiam ser ganhas desta maneira. Além disso, estes testes produziram resultados de muita confiança a respeito das influências de

óleos diferentes na resistência da corrente. Verificada a correlação destes componentes testados e a corrente real, mais de 1000 correntes foram testadas em diferentes ciclos impostos. Ao lado a anteriormente mencionada resistência da corrente, o segundo aspecto decisivo para a durabilidade do sistema - o desgaste do variador no contato do disco da polia e o pino do balancim - foi investigado. A fim resolver o conflito aparentemente existente dos alvos da transmissão por tração, um elevado coeficiente de tração junto com o desgaste pequeno, o sistema *triplo* inteiro “corrente – polia – óleo” teve que ser analisado. O resultado é um variador com um coeficiente de tração inalterado para o estado original, que atinge, depois de um ligeiro desgaste dos pinos do balancim na partida (início do movimento), no estado estacionário no qual nenhuma mudança adicional do comprimento ou do contorno ocorre (figura 4.9). As otimizações realizadas para aquele foco característico *triplo* ideal na geometria de contato, no aquecimento e comportamento da superfície, de maneira que a polia e a corrente sempre devem ser consideradas como um sistema. A realização das medidas de otimização em apenas um elemento de contato não é praticável, isto pode realmente ser uma desvantagem para o sistema *triplo*.

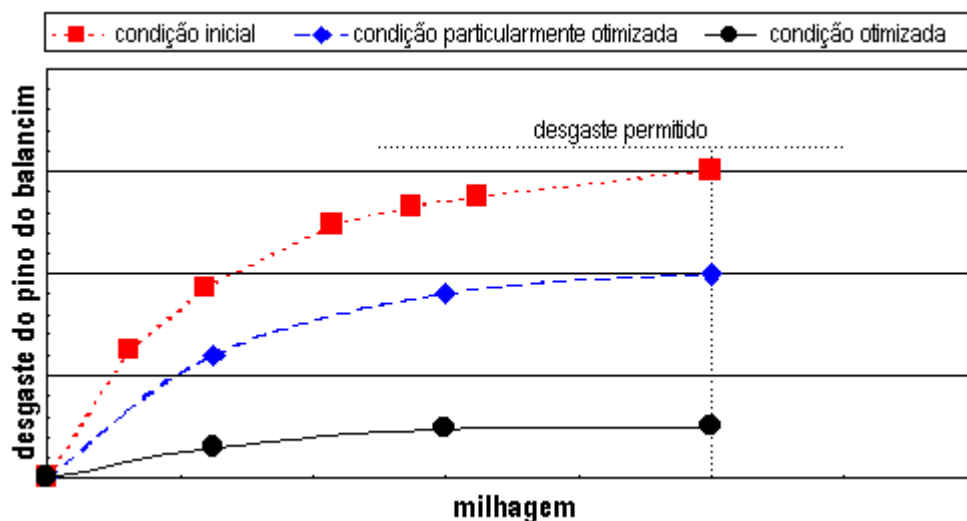


Figura 4.9 - Otimização do sistema triplo “pino do balancim - polia - óleo”.

c. Projeto do Variador

Baseado na curva S-N adquirido por testes do componente e da corrente e pelos modelos acima mencionados é possível fazer cálculos e previsões da durabilidade para novas aplicações do variador. Para esta finalidade, um ciclo de carga é produzido pela classificação de uma função

dada carga/tempo. Isto pode ser gerado para o exemplo de uma medida representativa do veículo com uma transmissão automática escalonada, calculando as variáveis de entrada da transmissão com os valores medidos de saída da transmissão usando o deslocamento característico para a CVT desejada. Com a ajuda dos modelos e das curvas S-N acima descritos, um valor dos danos baseado na *Palmgren-Miner-Haibach-Rule* pode ser determinado para a aplicação respectiva. Durante o desenvolvimento do variador multitronic®, estes valores podiam ser comparados com os vários testes de fadiga da transmissão. Conseqüentemente um meio de previsão muito bom dos danos esperados na corrente que ocorrem dinamicamente durante testes em veículos dirigidos existentes.

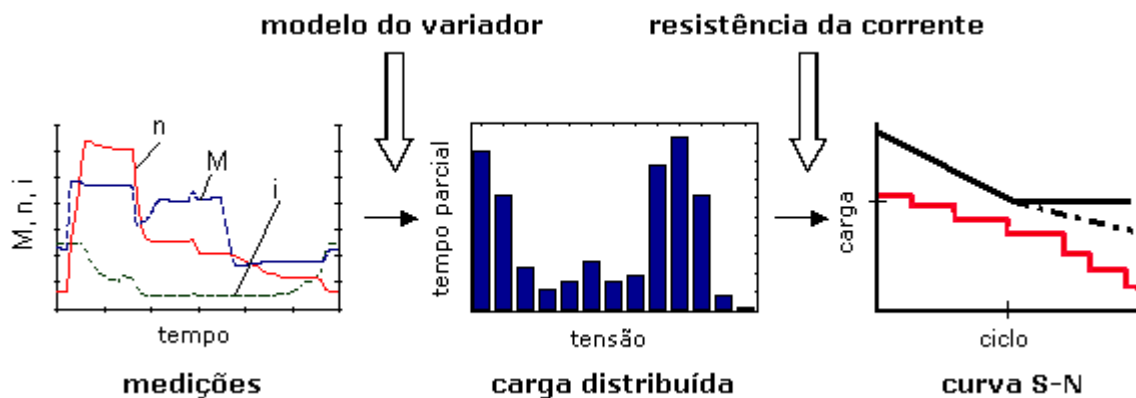


Figura 4.10 - Procedimento de cálculo da acumulação dos danos a corrente

d. Capacidade de potência na corrente do Variador

Com as medidas acima mencionadas a durabilidade da corrente foi aumentada quase acima de 40% comparado a seu estado original. A figura 4.11 reflete a capacidade atualmente disponível do torque do variador de corrente em termos de produção de tecnologia. Mostra o torque transmissível máximo no variador dependendo da cobertura da relação e na distância de centro para motores a gasolina e a diesel. Os motores diesel mostram uma capacidade ligeiramente mais elevada de torque do que os motores a gasolina devido a um poder mais baixo com relação ao torque máximo do motor. As larguras da corrente em que os cálculos são baseados são entre 33,18 e 37,18 mm dependendo da aplicação. Além disso, uma relação de entrada que corresponde à série de 1,1 foi assumida.

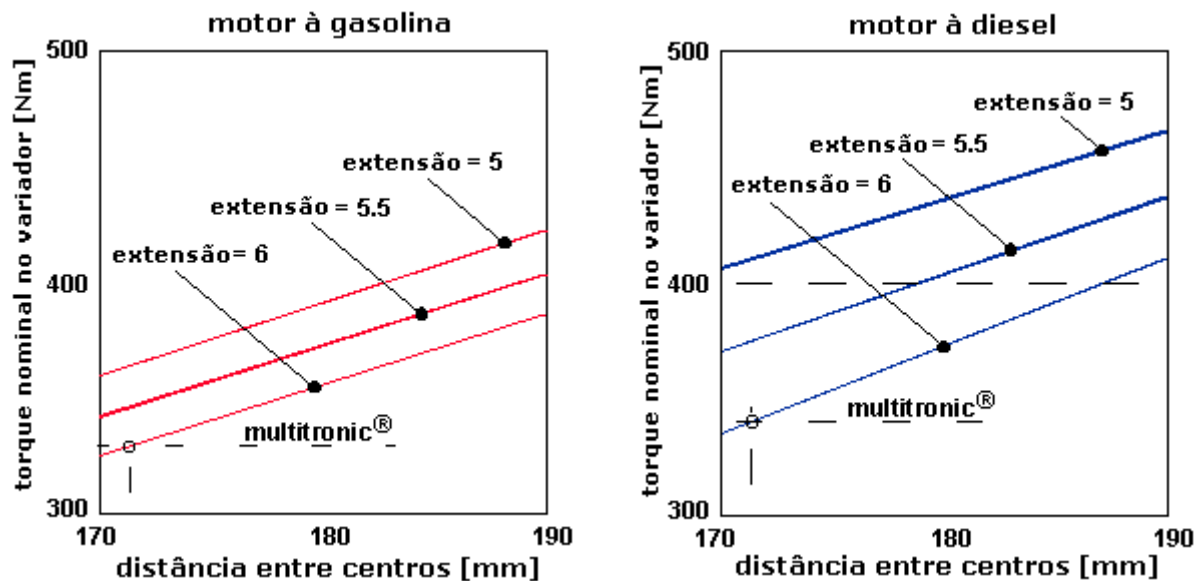


Figura 4.11 - Capacidade de torque do variador corrente

O variador multitronic® com uma distância de centro de 171 milímetros fornece uma capacidade de torque de 345 Nm para os motores diesel e de 330 Nm para os motores a gasolina no variador com uma cobertura da relação de 6 sem limitação do torque ou da máxima velocidade segundo ENDRES (2000).

Aumentando a distância entre centros ou reduzindo a cobertura da relação o torque permissível máximo pode ser levantado. Para uma distância entre centros de 190 milímetros para o exemplo um torque máximo do variador mais de 400 Nm em uma cobertura da relação de 6 é possível para um motor diesel, porque um motor a gasolina o torque transmissível encontra-se ao redor 380 Nm. Para tais testes de uma inicial da aplicação, também respeitando a influência de um conversor de torque, foram realizados com sucesso. Com exceção da subida do variador, algumas otimizações mais adicionais na geometria da placa de ligação, a corrente padrão e o processo de manufatura estão no desenvolvimento, que, de acordo com desenvolvimento dos resultados atuais, indica um aumento alcançável adicional de aproximadamente 10% na resistência potencial. Testes iniciais foram terminados já com sucesso.

4.2.2 - Eficiência

A eficiência de variadores de corrente/correia foi frequentemente o assunto do trabalho de pesquisa. Por exemplo, segundo SATTLER (1999), ilustrou características da eficiência para variadores com correias e correntes de impulso. A alta precisão de medição e o equipamento de teste usado aqui permitem muita precisão de dados a serem gerados em valores absolutos. Isto indicou que na escala da relação de transmissão de 1:1, nenhuma vantagem significativa existe para a correia ou para a corrente de impulso (empurrada). A eficiência da corrente, entretanto cai menos que aquela da correia para a sobre-marcha e as relações sub-marcha. Segundo SATTLER (1998), a figura 4.12 mostra os valores publicados para a eficiência da correia e da corrente de impulso para a relação da sobre-marcha que é decisiva para o consumo de combustível. Além disso, esta pesquisa mostrou também que a eficiência da corrente tem menos sensibilidade ao sobre-contato, que aponta à baixa tração interna na corrente.

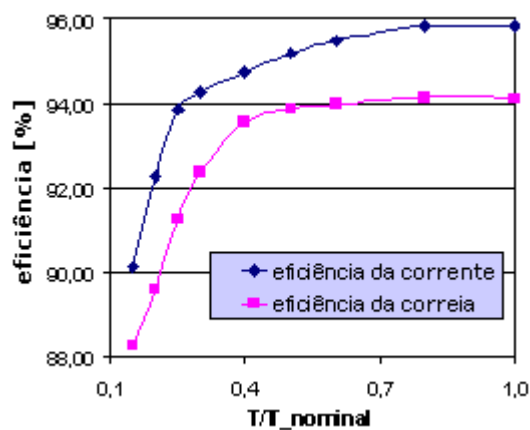


Figura 4.12 - Eficiência da corrente e da correia do impulso para a relação da ultrapassagem [3] (rev. do RPM da polia 1 = 2000)

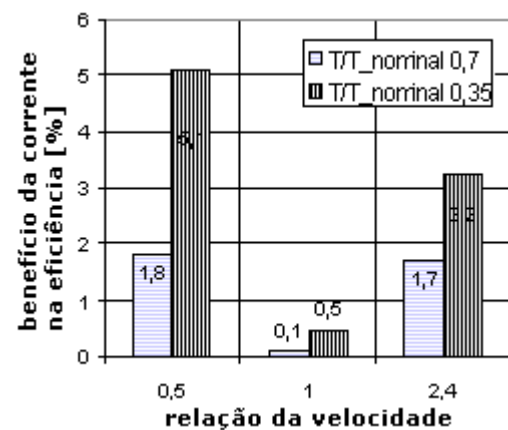


Figura 4.13 - Diferença na eficiência a corrente e a correia do impulso para as relações diferentes (de medida de LuK, de rev. do RPM da polia 1 = 2000)

A LuK realizou também comparações da eficiência entre a correia e a corrente, de qualquer modo não em uma bancada de testes especial, mas em uma transmissão de veículo. A eficácia do variador com correia de impulso foi medida primeiramente, ele foi trocado então por um variador de corrente de capacidade de torque correspondente. Todas as outras condições permaneceram as mesmas. A figura 4.13 mostra os resultados como um diferencial de eficiência das duas medidas. As vantagens da eficiência da corrente ocorrem nos raios corridos menores da sobre-marcha e da

relação sub-marcha especial em níveis abaixo de 50% do torque avaliado. Isto também pode ser confirmado em outras transmissões de CVT.

4.2.3 - Comportamento estacionário e dinâmico em operação

As características operacionais do variador podem ser descritas pelos três parâmetros da força de contato, a relação da força de contato e o coeficiente da mudança da velocidade.

a. Força de Contato

A força de contato requerida é definida pelas forças axiais requeridas nas polias para manter a tração para a transferência de potência. Isto é quase proporcional ao torque existente e depende da relação. A figura 4.14 mostra medidas da força de contato requerida no limite do deslizamento para dois óleos diferentes em uma transmissão de veículo em comparação com o cálculo de acordo com Eytelwein com um coeficiente de tração de 0,09. Os fatores principais são o coeficiente de tração do variador respectivo produzido pelo óleo e pelas superfícies, junto com a rigidez das polias e o afastamento dos discos móveis da polia. A margem de segurança de encontro a este limite de deslizamento requerido para a operação do veículo depende principalmente do sistema de contato selecionado. A pré-carga dependente da estratégia de controle da força de resulta da imperfeição do sinal de torque ou do sistema dinâmico insatisfatório e tem geralmente um grande efeito do que as diferenças na força de contato requeridas em diferentes variadores ou em elementos da corrente.

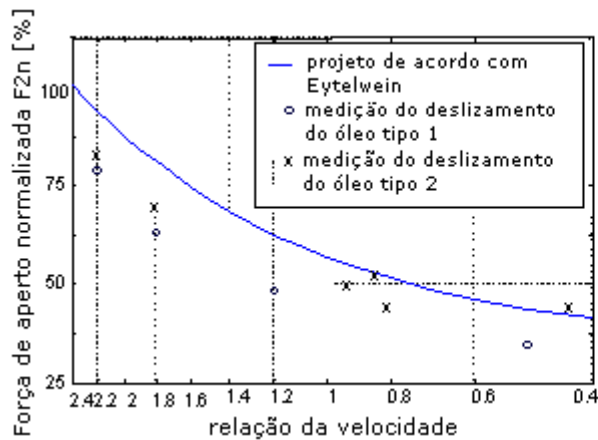


Figure 4.14 – Força de contato

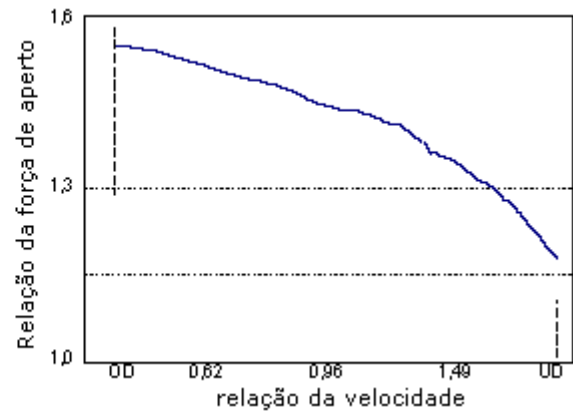


Figura 4.15 – Relação da força de contato.

b. A Relação da Força de Contato

A relação de força de contato é definida como a relação das forças axiais da polia primária e secundária para balancear uma determinada relação. Como a figura 4.15 mostra, o variador de corrente tem uma característica relativamente lisa e contínua através da relação, tendo por resultado um bom controle. Além disso, o baixo nível e a característica lisa da relação de força de contato têm um efeito positivo no carregamento do variador e na mudança da velocidade. A razão para esta característica encontra-se no contorno curvado dos discos da polia com um ângulo de afunilamento médio em torno de 10° . A princípio o seguinte pode ser indicado:

Maior o raio nos discos, maior gradiente da relação de força de contato, e menor o ângulo de afunilamento, mais elevado o nível. Isso significa que um lado justo da polia fixa com um ângulo de afunilamento pequeno tem uma característica na relação da força de contato excessivo em um nível elevado.

c. Coeficiente de Mudança de Velocidade

O terceiro parâmetro, o coeficiente k de mudança, descreve a dinâmica do deslocamento do variador. É um valor para a resposta de etapa da relação e é definido como um quociente do gradiente di/dt e a etapa ΔF_i da relação da força na polia primária em uma velocidade definida de

entrada. A figura 4.16 mostra os valores calculados para os coeficientes da mudança de velocidade das polias curvadas em torno e lado real da polia usando o modelo descrito em 2,1. Aqui também o contorno curvado do disco mostra uma vantagem clara, que é confirmada também com medidas.

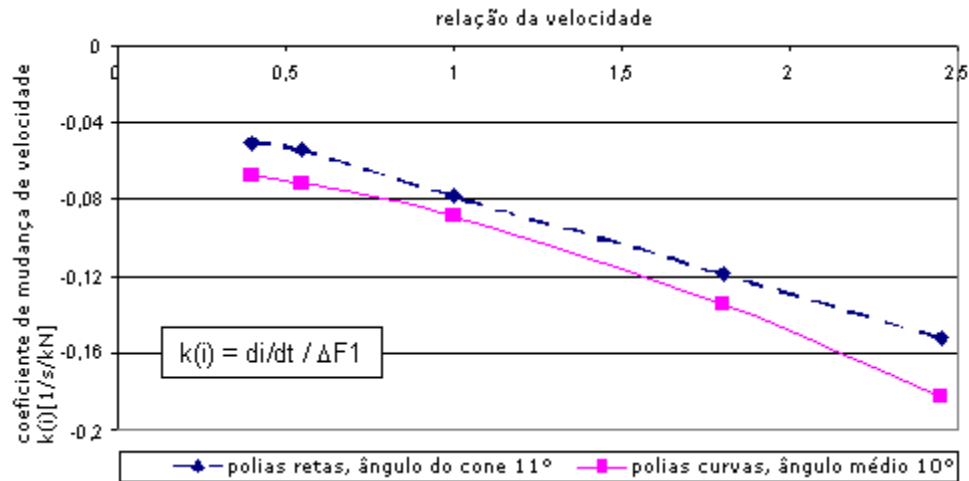


Figura 4.16 - Coeficiente de mudança de velocidade para diferentes polias projetas (simulação, rev. da polia primária = 3000 rpm).

4.2.4 - Acústica

Durante o funcionamento da corrente nos discos da polia uma seqüência de pulsos de impacto e assim ocorre uma excitação estrutural das polias que podem provocar, a trajetos diferentes de transferência do excesso, a uma emissão de ruído da transmissão. O seguinte descreve não somente as causas e os fenômenos de acústica na corrente, mas também em particular os meios que permitiu o uso do variador de corrente em um carro de passageiro da classe média superior.

a. Critérios do mecanismo e da avaliação da excitação

A fim de reproduzir o processo da excitação na simulação, a seqüência do passo da corrente composta das ligações longas e curtas é reproduzida como uma seqüência correspondente do tempo de impulsos da excitação. A transformação subsequente na escala de freqüência resulta no

espectro da excitação mostrado em figura 4.17. A avaliação deste espectro ocorre inicialmente em relação à chamada característica *puro-tom*, isto é a existência de freqüências dominantes e conseqüentemente individualmente audíveis. Porque a seqüência do passo não contém continuamente repetir blocos padrão, este espectro varia durante o tempo de uma volta corrente, isto é desprezando a modulação da amplitude que ocorre sobre a hora para as freqüências individuais. A amplitude média da modulação determinada sobre uma volta da corrente é mostrada em figura 4.17 como uma área cinzenta abaixo da curva de excitação. Para o esclarecimento os valores são escalados acima. Dependendo da resistência da modulação, isto pode ser percebido como um fenômeno audível, a modulação é conseqüentemente o segundo critério de avaliação acústica após a característica do *puro-tom*.

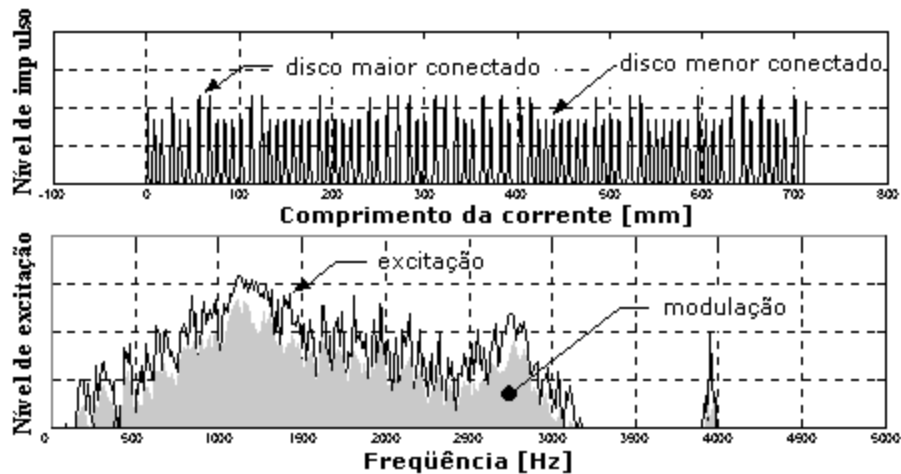


Figura 4.17 - Seqüência do impulso e excitação acústica do corrente (simulação)

b. Otimização acústica da corrente

Determinada a força de contato na corrente, a força da excitação e conseqüentemente o índice de energia do espectro pode ser influenciada a um determinado grau pela forma do impulso. Isto é, o lugar onde o contorno da face duplo-curvado dos pinos do balancim tende a ter um efeito positivo. Um potencial muito grande é ganho usando as ligações de dois comprimentos diferentes e conseqüentemente distribuindo a energia da excitação no espectro da freqüência. Isto permite que as seqüências do passo sejam encontradas que suprimem tons puros audíveis por uma distribuição larga das freqüências com tendência baixa de modulação. A figura 4.18 mostra

tal otimização no formulário de um diagrama de Campbell. As medidas foram gravadas com um sistema principal artificial no assento de passageiro que dirige em uma característica especial da relação, que mantivesse uma velocidade de motor constante durante a retardação do veículo. O ruído gerado conseqüentemente do motor é mostrado como linhas retas horizontais e as geradas na transmissão de saída como linhas inclinadas, porque as freqüências deste tipo de excitação acústica são proporcionais à velocidade do veículo e assim ao eixo x. Enquanto a relação é mudada durante a retardação do veículo, os ruídos da corrente funcionam através da medida no formulário de curvas parabólicas.

A medida na esquerda mostra uma região na corrente, que indica claramente um traço do audível na corrente como um tom assobiando. O espectro mostrado nos resultados médios do uso de um segundo passo. O tom assobiando é substituído por ruídos na corrente consideravelmente mais fracos e numerosos. A corrente mostrada na direita indica finalmente uma seqüência aleatória otimizada do passo, por meio de que a proporção individual da freqüência é distribuída uniformemente assim que nenhum resquício de ruído discreto perceptível na corrente. Esta corrente mais longa não é percebida como irritante.

Determinar tal seqüência da região, bem sobre 20 milhões de variantes diferentes devem ser avaliadas na simulação, de que 2 ao máximo 5 são construídos acima como dos protótipos e testados em um veículo. A reprodução da acústica da corrente no que diz respeito à seqüência do passo é muito boa. A variação acústica entre correntes de um tipo não é detectável, a inspeção conseqüentemente correspondente da qualidade durante a produção subsequente não é necessária.

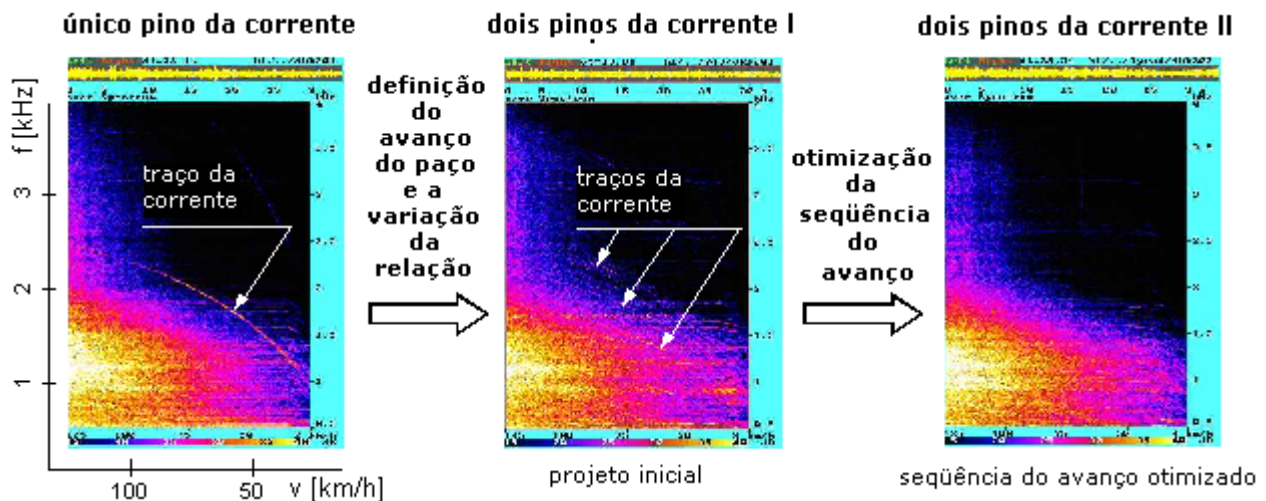


Figura 4.18 - Otimização da acústica da corrente pela variação da seqüência do passo.

c. Vibrações na Corrente

Como a corrente é construída baseada em elementos rígidos conectados, o arco de contato das polias não é contínuo, mas poligonal. Este funcionamento poligonal conduz a uma excitação transversal da metade livre e pode resultar nas vibrações transversais, perceptíveis como a modulação do ruído da corrente modulando o pulso do impacto no ponto do pivô da corrente na polia ou como uma excitação direta com a frequência da vibração. Geralmente somente a vibração da metade tracionada tem a energia suficiente para gerar um efeito audível. O trilho de guia desenvolvido absorve as vibrações principais e pequenas forças contrárias ao movimento geradas pelas oscilações (figura 4.19).

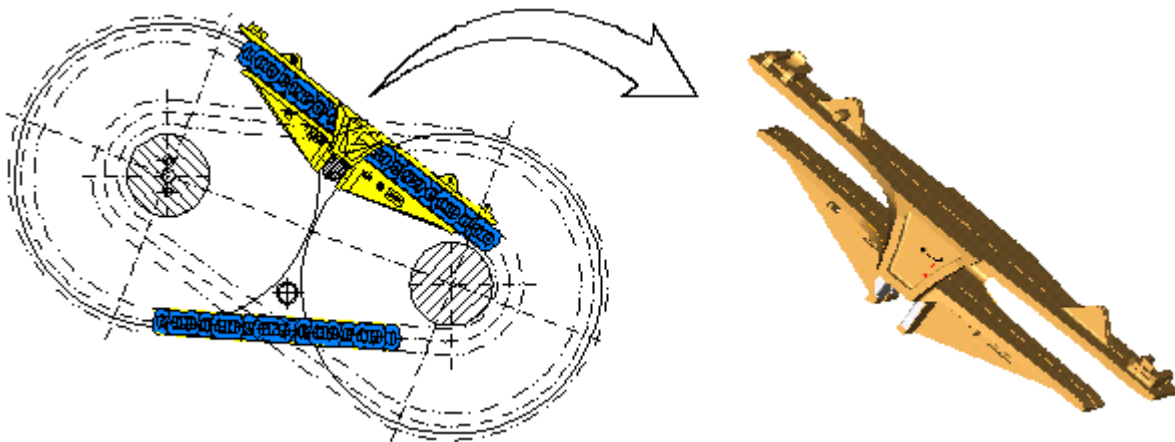


Figura 4.19 - Variador de corrente com trilho de guia dirigido ao meio

d. Otimização do Sistema

Ao lado a excitação, a transferência e a emissão do som são pontos iniciais muito eficazes para otimização de medidas. Muitas vezes, não as frequências mais intensas excitadas, mas as mais eficazmente transmitidas são percebidas como irritação no veículo. A figura 4.20 mostra os trajetos de transferência acústica no formulário esquemática. Na primeira etapa, a excitação da corrente é transmitida através das polias, eixos e os rolamentos na carcaça, ruído transportado por via aérea na transmissão não são decisivos. Um fator importante que influencia é a estrutura da carcaça da transmissão. Se tiver superfícies com impedância baixa e uma emissão de barulho conseqüentemente forte, este influenciará negativamente no interior assim como o nível de ruído exterior respectivamente. As fraquezas estruturais têm que ser evitadas dando apoio ou amortecendo. Ao lado, o ruído do ar carregado, é também o ruído estrutura-carregado fora da transmissão que pode participar com um papel decisivo no que diz respeito à qualidade acústica no interior do veículo. Os trajetos Estrutura-carregados de transferência do ruído sobre montagens do motor e da transmissão ou através do cabo do deslocamento devem ser suprimidos.

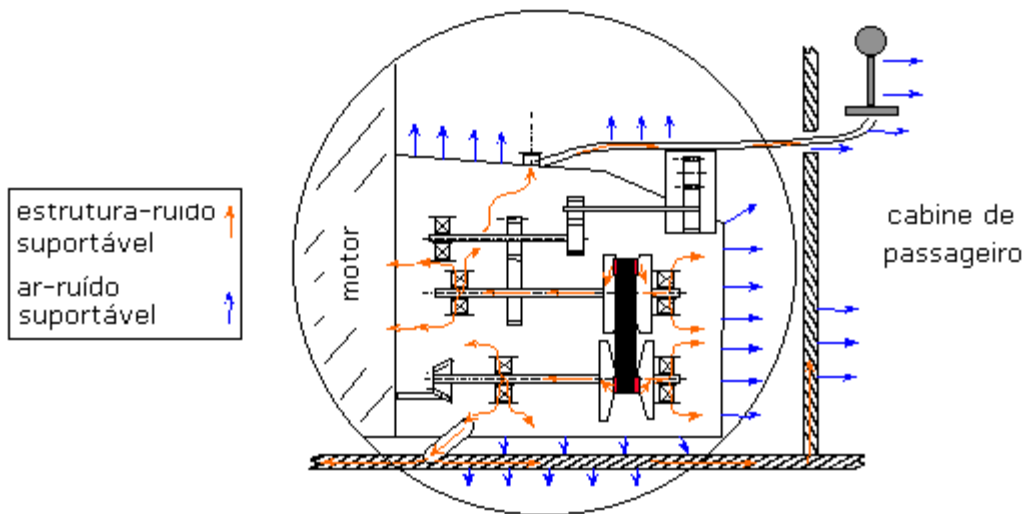


Figura 4.20 – Propagação do ruído da CVT para a estrutura.

O ajuste final é terminado com o isolamento do ruído do veículo. Porém é difícil analisar aqui, qual parte do ruído é transmitido como som ou propagação de vibração excitando o sistema,

como estas medidas não são bem diferenciadas, então deve-se considerar como uma “caixa-preta” (conjunto completo) de ruídos.

4.2.5 - Robustez

A menos da durabilidade sob condições de carga regulares, a sensibilidade do sistema a todos os tipos de fatores de ruído, vindos do interior ou da parte externa da transmissão, é de grande importância.

a. Fatores de Ruído Internos

A sensibilidade às tolerâncias, afastamento, deflexão ou desgasta necessita geralmente da execução das medidas do espaço e/ou aumento de custo no projeto e na produção. A respeito deste critério a corrente é um componente muito robusto. Duas características são particularmente decisivas aqui, saber a forma curvada dos discos da polia e da flexibilidade da corrente resultando de seu conjunto de até 14 placas da ligação de lado a lado. Como mencionado previamente, devido à forma curvada dos discos da polia e das faces dos pinos do balancim (figura 4.2), o variador é relativamente insensível à deflexão das polias e dos eixos, que reduz conseqüentemente as exigências na rigidez e na espessura das polias. Além disso, a geometria curvada resulta em uma preparação muito pequena entre a polia primária e secundária sobre a escala inteira da relação (figura 4.21). Para a corrente este contrabalanço da trilha significa um deslocamento ligeiro de forças internas, mas por causa da flexibilidade mencionada da corrente que não resulta em tensões decididamente mais elevadas ou em forças de dobra. A combinação destes resultados de duas propriedades nas exigências reduzidas a respeito da exatidão do ajuste do alinhamento e das mudanças devido à temperatura e às cargas operacionais. Para a mesma razão a corrente é relativamente insensível à folga das polias, que ocorre durante mudanças de carga entre o eixo e o disco móvel. Por causa deste fato, o variador de corrente não requer ranhuras esféricas, mas opera-se com as ranhuras deslizantes considerada mais economicamente produtiva.

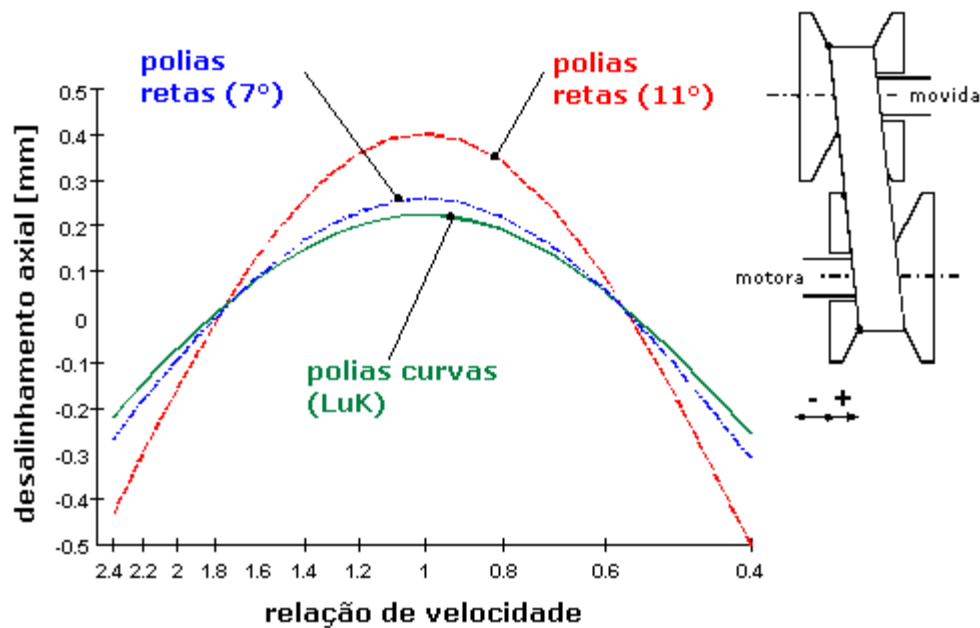


Figura 4.21 - Preparação sobre a relação do variador para projetos diferentes de polia

b. Fatores de Ruídos Externos

Dependendo do sistema de contato, as cargas de choque que vêm do lado da roda podem causar danos severos, se a força de contato requerida não puder acompanhar o pico do torque, de modo que o corrente/correia comece a deslizar nas polias. As situações típicas são dirigindo em trechos de gelo ou freando. Dependendo da intensidade e da duração real do deslizamento, as superfícies de contato ficam temporariamente ou permanentemente danificadas, elevada intensidade de deslizamento deve sempre ser evitado. Ao lado a potência através da tração no contato durante as condições de deslizando, o "re-agarramento" pode também ter um efeito prejudicial na corrente/correia devido ao acúmulo repentino de força de tração. A respeito desta edição a corrente provou ser um elemento absolutamente robusto com nenhum dano detectável às ligações na corrente em alguns dos testes realizados para investigar os efeitos do deslizamento (Fig. 4.22).

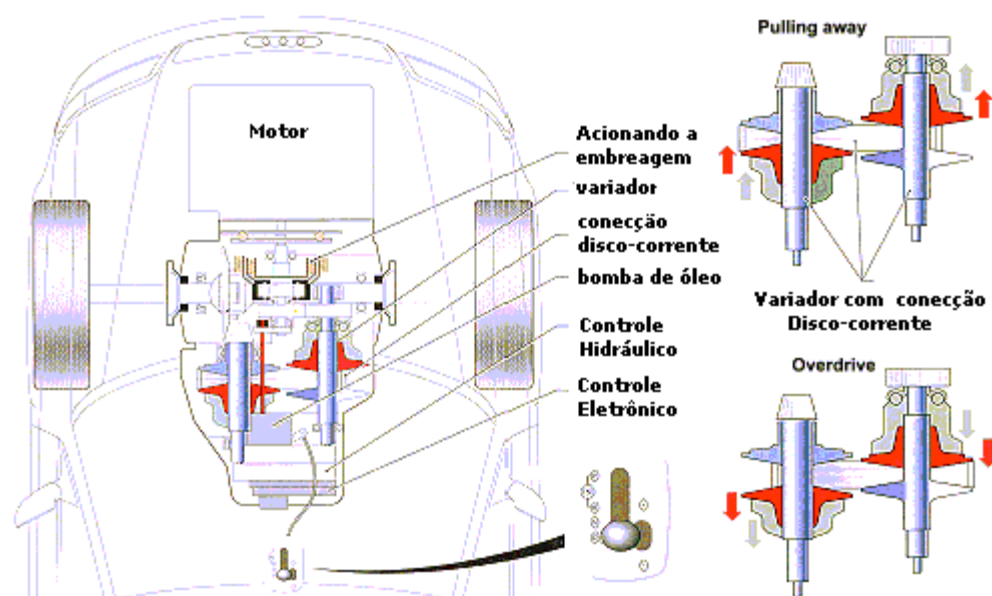


Figura 4.22 - Como Trabalha o Novo CVT Multitronic da Audi.

Capítulo 5

Modelagem e Performance da CVT

5.1 – Introdução

O crescente mercado das transmissões continuamente variáveis exige que suas características de performance sejam plenamente conhecidas e constantemente incrementadas. Todo ano aumenta o número de veículos que se utilizam do sistema de transmissão CVT (transmissão continuamente variável). Esse câmbio permite uma movimentação mais suave do automóvel sem os costumeiros “trancos” dos sistemas mecânico e automático. Além disso, por ser mais compacto, a CVT é mais leve e ocupa menor espaço no compartimento do motor. Suas características também permitem maior desempenho e economia de combustível. Dos vários tipos construtivos existentes optou-se pela modelagem do sistema de polias expansivas (diâmetro variável) e correia quase estático. Sabendo, que as transmissões são parte do trem de força de qualquer veículo, o modelo irá incluir as características de saída do motor, torque e rotação e todos os componentes de uma transmissão automática que utilize CVTs.

O objetivo inicial é determinar a geometria de funcionamento e o posicionamento da correia na CVT. Saber seu comportamento, se está desempenhando seu papel da maneira ótima. Se a correia está realmente em determinada posição de funcionamento ou não, conhecer seu tempo de resposta quanto à estabilização numa posição solicitada, saber se ela está transmitindo potência na relação desejada ou ideal para cada situação, conhecer as forças que estão envolvidas neste sistema. E saber se o próprio sistema CVT está sendo usado de forma ótima ou não, conhecendo-se a influência de cada componente e sua forma de acionamento e como possíveis

alterações destes componentes ou até mesmo nas combinações de diferentes tipos de acionamento poderão influenciar no seu comportamento e desempenho gerais.

Uma análise dinâmica do sistema permite conhecer o comportamento dinâmico da transmissão. Apresentando-se as formulações e equações de movimento que representam as interações e os comportamentos dinâmicos dos vários componentes do sistema de transmissão de um veículo compondo-se de: motor à combustão interna, uma CVT de polias e correia, um planetário, rodas e o veículo propriamente dito. A partir desta modelagem, pode-se estimar o desempenho do veículo equipado com esse tipo de transmissão e eventualmente utilizar um programa para determinar valores como velocidade, aceleração e deslocamento. Desta forma pode-se otimizar o aproveitamento de combustível do veículo. Essa otimização de combustível pode ser feita através do mapa de consumo característico de cada motor. A minimização do consumo requer a criação de uma estratégia de controle que determina o comportamento de variação geométrica da CVT e a relação de transmissão da caixa de planetários. Os desenhos referentes à CVT em estudo foram feitos no programa comercial Solid Edge. A simulação do modelo e a obtenção dos resultados serão feitas através do programa comercial Matlab (vide anexo 1).

5.2 - Modelagem da CVT

A modelagem do sistema de transmissão foi pensada de forma a representar os componentes de um veículo de maneira bem simplificada, mas que sirvam de base para modelos mais complexos. Assim sendo, pode-se conhecer e identificar mais facilmente cada componente e suas respectivas representações matemáticas. Através do esquema na figura 5.1, podemos ter uma visão geral dos componentes do veículo em estudo e as interações entre estes. Para se dar início ao estudo foi necessário fazer algumas considerações e hipóteses como: na representação simplificada da CVT foi considerado que não há estiramento da correia; todos os eixos são supostos como rígidos; redutor/planetário com relação fixa; não há deslizamento nem travamento nos pneus. A introdução dos esforços referentes à resistência ao rolamento, resistência aerodinâmica e resistência devido ao atrie são considerados como forças resistivas contrárias ao movimento do veículo e como estes interferem no funcionamento da CVT.

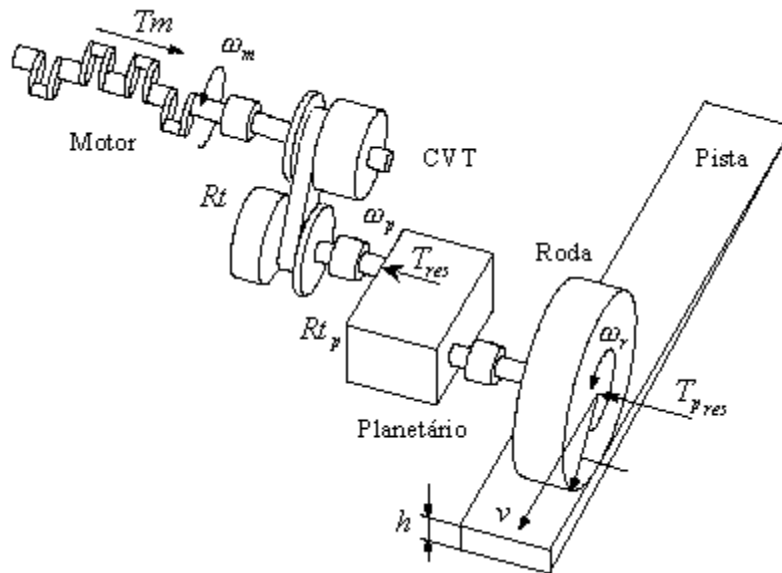


Fig. 5.1 Modelo Ilustrativo dos Componentes de um Veículo.

T_m (Nm) Torque fornecido pelo motor;

ω_m (rpm) Rotação na saída do motor;

Rt Relação de transmissão da CVT;

T_{res} (Nm) Torque resistivo a CVT;

ω_p (rpm) Rotação na saída da CVT, entrada no planetário;

Rt_p Relação de transmissão do planetário;

ω_r (rpm) Rotação da roda do veículo;

T_{pres} (Nm) Torque resistivo ao planetário e ao deslocamento do veículo;

v (m/s) Velocidade longitudinal do veículo;

h (m) Aclive da pista.

Um veículo simples, que pode ser tomado como exemplo e também muito popular entre as universidades é o mini-baja (figura 5.2), comumente desenvolvido por estudantes como estímulo ao desenvolvimento e aplicação na prática de seus conhecimentos de mecânica e outras modalidades, utilizado em competições entre universidades e que também vem usando esse tipo de transmissão contínua automática de polias expansivas e correia.



Fig. 5.2 Veículo Mini-Baja.

As características do motor são descritas pelas curvas de torque e de potência observadas nas figuras 5.3 e 5.4 obtidas a partir do catálogo do motor “Briggs & Stratton”. Neste modelo considerou-se apenas a condição de alimentação plena, não sendo incluída a vazão de combustível como variável na entrada de dados. O motor de combustão interna em questão é um Briggs & Stratton de 8 HP.

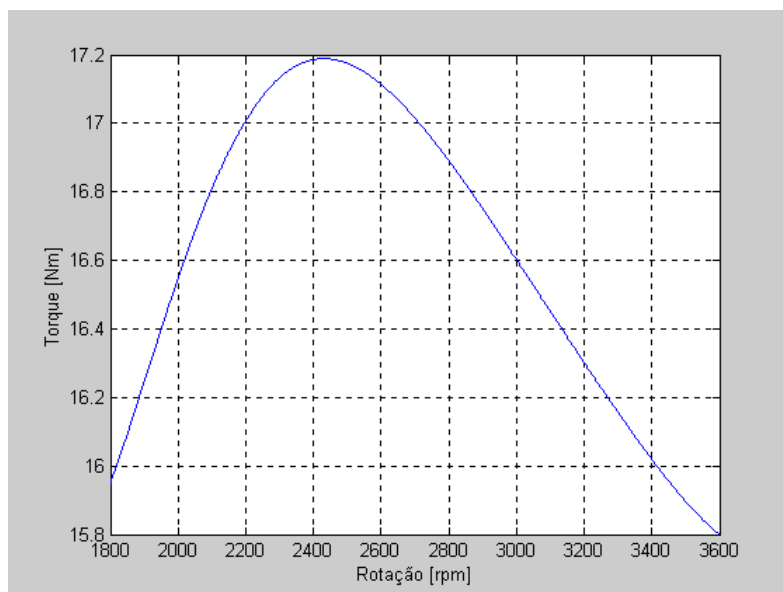


Fig. 5.3 Torque do Motor “Briggs & Stratton”

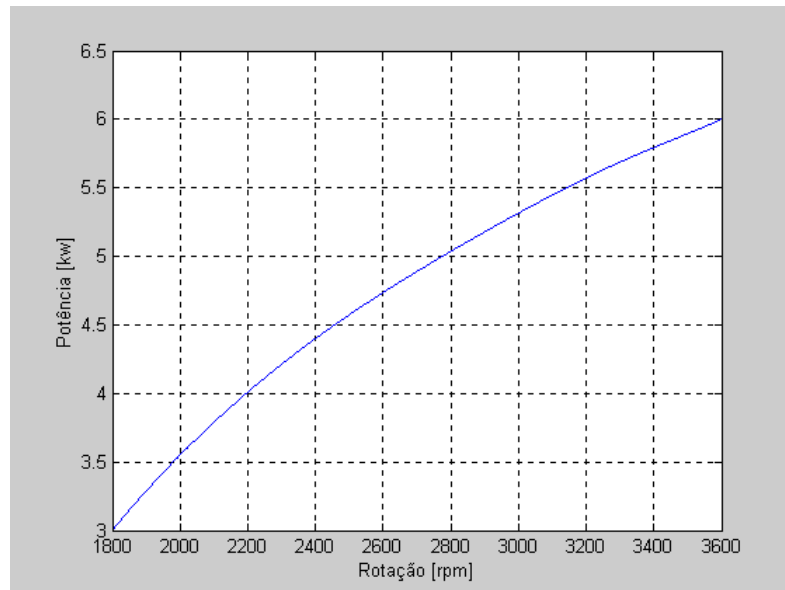


Fig. 5.4 Potência do Motor “Briggs & Stratton”

A CVT possui uma correia que liga as duas polias expansivas. À medida que os discos das polias se afastam, a correia se aprofunda no sulco entre os discos das polias; com os discos mais próximos, ela sobe e corre superficialmente. Com movimentos contínuos e opostos (uma se abrindo e a outra se fechando), as polias alteram sensivelmente a relação de transmissão, como se houvessem marchas infinitas dentro do intervalo onde a relação de transmissão varia do valor mínimo ao valor máximo oferecida pela CVT. A partir do instante em que a polia motora está totalmente fechada, a CVT mantém este valor de relação de transmissão como constante (fixo), daí em diante a rotação na saída do sistema varia somente com rotação do motor.

A figura 5.5 mostra um modelo ilustrativo do sistema de transmissão onde se inclui a forma de acionamento através de um gráfico de torque do motor, segundo catálogo do motor Briggs & Stratton , e dos esforços requeridos dados por um gráfico de demanda ao sistema.

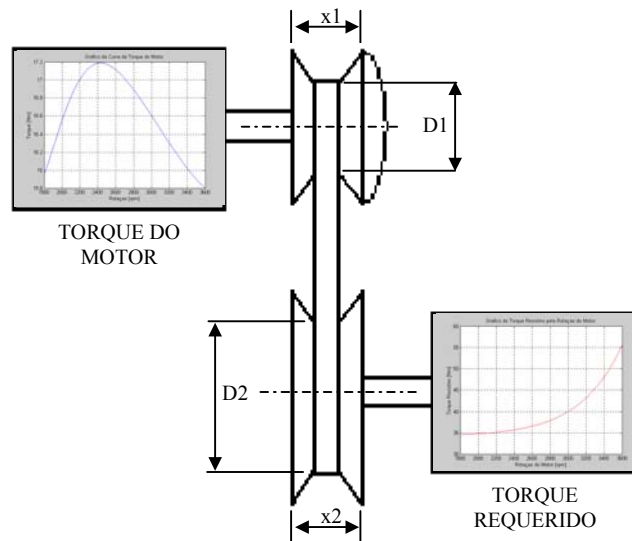


Fig. 5.5. Modelo Ilustrativo do Sistema de Transmissão.

A figura 5.6 mostra um diagrama de fluxo de torque e rotação fornecidos e requeridos para visualização de como foi o estudo e obtenção dos valores, como por exemplo, a relação de transmissão e comportamento da correia na CVT.

A modelagem dinâmica de cada componente do sistema de transmissão é obtida a partir do torque e da rotação representadas na Fig. 5.6. Que somados aos dados referentes ao tipo de acionador e a geometria da polia motora e têm-se o posicionamento da correia nesta polia. Pode-se então fazer o cruzamento das informações fornecidas pelo gráfico de demanda do sistema, os dados obtidos pelo tipo de acionador, geometria da polia movida e conseguinte posicionamento da correia nesta polia, obtendo-se assim os diâmetros referentes a cada posição e a relação de transmissão do CVT propriamente dita.

Foram estudados os seguintes componentes e suas variações:

Acionador da Polia Motora

- Massa dos Roletes
- Coeficiente Elástico da Mola na Base do Braço do Rolete

Acionador da Polia Movida

- Coeficiente Elástico da Mola da Polia Movida

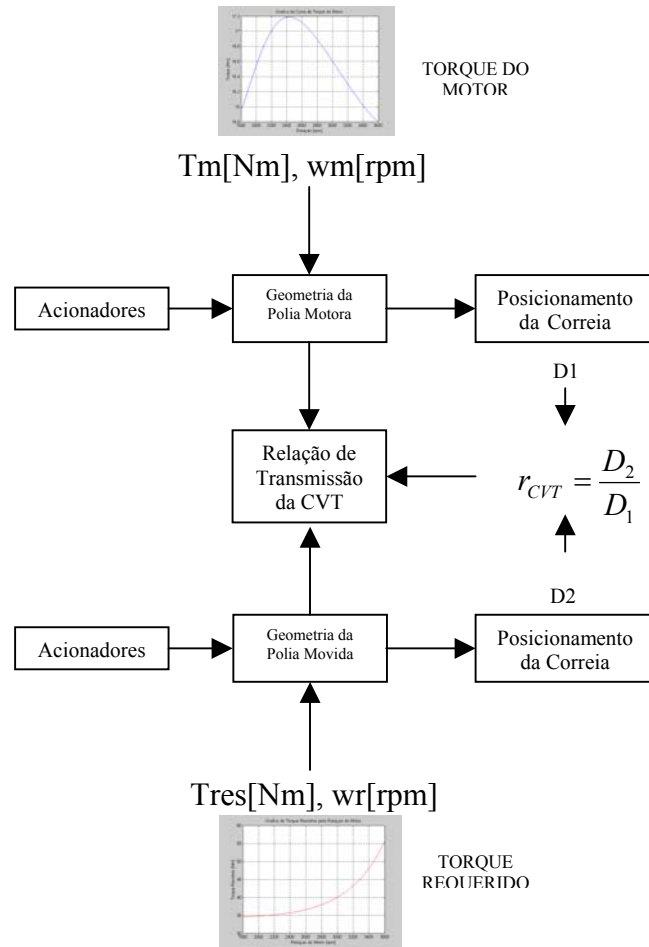


Fig. 5.6. Diagrama de Fluxo de Torque e Rotação

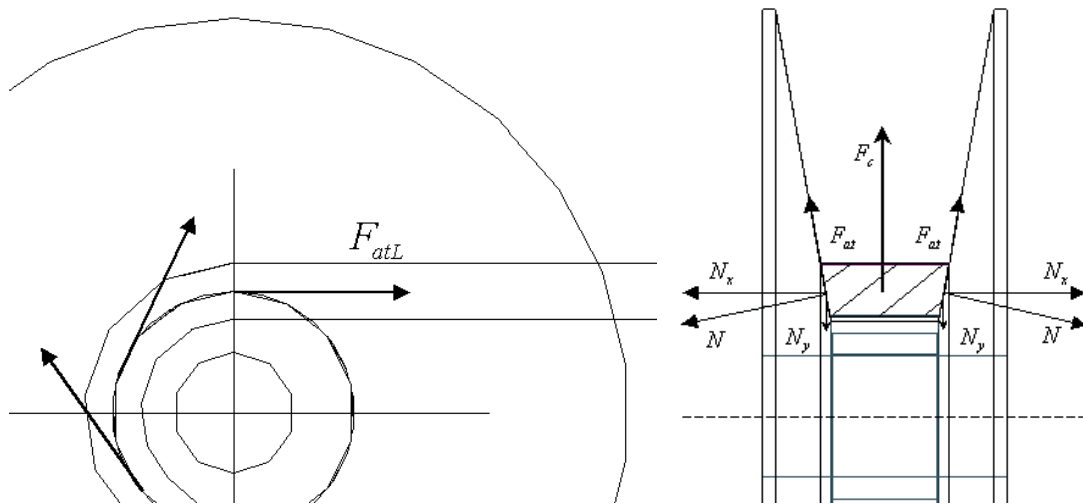


Fig. 5.7. – Forças na Correia e nas Faces da Polia.

N - Força de reação normal da força de acionamento.

N_x - Força de reação resultante axial no eixo horizontal x da força de acionamento.

N_y - Força de reação resultante radial no eixo vertical y da força de acionamento.

F_c - Força de inércia da correia de deslocamento no sentido radial.

F_{at} - Força de atrito contrária ao deslizamento da correia no sentido radial.

F_{atL} - Força de atrito contrária ao deslizamento da correia no sentido longitudinal de contato no ângulo de abraçamento da correia nas polias.

Assim sendo, pretende-se estudar as forças que influenciam no comportamento da CVT. Por exemplo, estudar as forças de atrito entre a correia e as faces das polias, as forças resultantes de compressão devido ao deslocamento axial dos discos das polias (vide Figura 5.7 e anexo 2) e estudar os efeitos dessas forças, se alteradas na sua intensidade, direção, sentido e posição de aplicação. Assim podendo-se saber os diâmetros respectivos ao posicionamento da correia em ambas as polias e a relação de transmissão da CVT para cada torque e rotação.

5.2.1 – Tipos de Acionamentos da CVT

Os acionamentos nas polias se dão por forças que podem ser de diferentes origens, para diferentes circunstâncias e até mesmo fazer-se combinações destes acionadores para se ter melhores rendimentos ou resultados. Mas todos estes têm a mesma função que é de alterar as posições dos discos das polias e a correia, por conseguinte os diâmetros nominais de operação e as relações de transmissão. Têm-se, por exemplo, acionamentos por força devido à inércia de massas, por alavanca, hidráulicos, por molas e por camos. A seguir têm-se alguns acionamentos.

Acionamento por Força devido à Inércia de Massas - Nas figuras 5.8 e 5.9 pode-se observar o funcionamento e o comportamento dinâmico da CVT de acionamento automático por inércia de massas, e de correia e polias de diâmetro variável. Esta CVT tem sido comumente utilizada no veículo mini baja mencionado anteriormente. Segundo catálogo Comet Industries, a polia motora totalmente aberta em operação fornece máximo torque e tem uma relação de transmissão de

3,71:1. A polia motora totalmente fechada em operação fornece máxima velocidade e tem uma relação de transmissão de 0,69:1. A variação total da relação de transmissão é de 5,38:1.

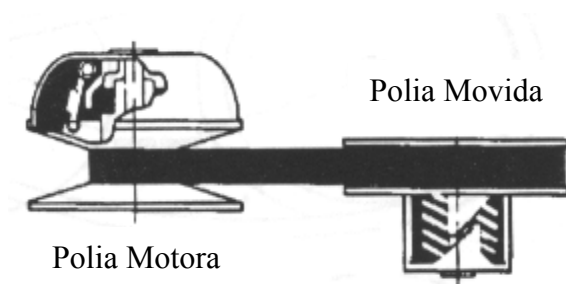


Fig. 5.8. Polia motora totalmente aberta em operação

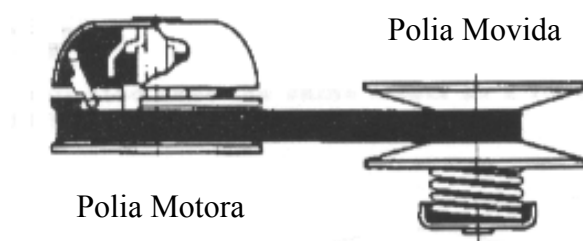


Fig. 5.9. Polia motora totalmente fechada em operação.

Acionamento Hidráulico – A CVT Multitronic da Audi, catálogo Luk CVT Components 1332/2.0/06.2000/ABC, acionada hidraulicamente é mostrada na figura 5.10.

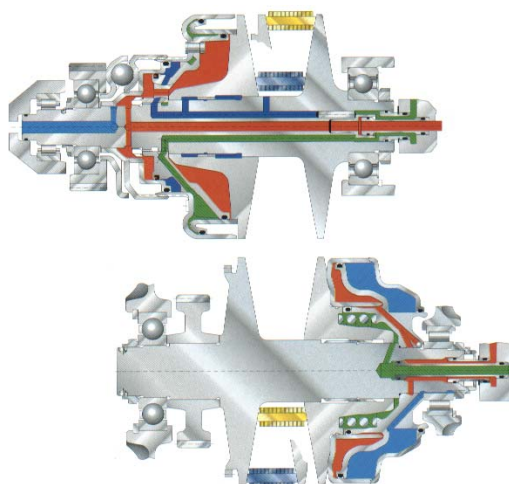


Fig. 5.10. CVT com Acionamento Hidráulico.

5.2.2 – Síntese da CVT

Escolheu-se uma CVT de acionamento por força devido à inércia de massas. Inicialmente é necessário conhecer as dimensões e o funcionamento básico desta CVT em estudo, fazendo-se considerações relevantes à modelagem a ser programada na linguagem simbólica Matlab.

O propósito da síntese da CVT é projetar uma CVT de acordo com raios nominais extremos (máximos e mínimos) das polias inicialmente propostos pelo usuário tendo-se as relações de transmissão para suas necessidades e sabendo-se assim ser viável ou não para uma dada distância entre centros dos discos. A síntese calcula o comprimento da correia e escolhe um comprimento padrão que se adeque aos raios nominais das polias inicialmente fornecidos e que são recalculados e ajustados para este comprimento padrão de correia. Com os raios nominais ajustados para esta correia padrão têm-se suas posições em relação aos raios dos discos das polias e o quanto que elas abrem e fecham (x_1 - deslocamento do disco móvel da polia motora e x_2 - deslocamento do disco móvel da polia movida), e assim a correia atuará transmitindo potência de acordo com a rotação, o torque do motor e torque resistivo, tendo-se assim a relação de transmissão da CVT. A figura 5.11 mostra a CVT projetada a partir dos dados fornecidos ao programa, como raios nominais mínimo e máximo de contato da correia com as polia motora e movida assim como a distância entre centros dos eixos das polias.

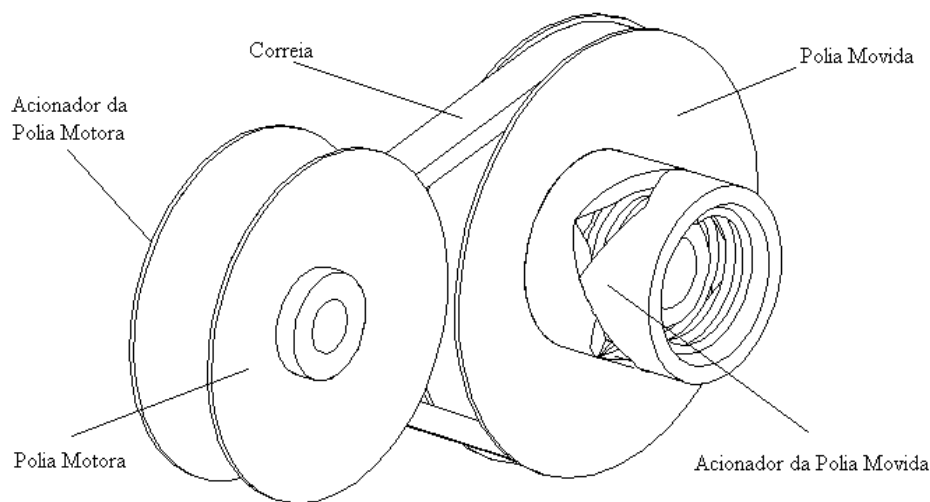


Fig. 5.11. CVT Proposta.

A – Cálculo do Comprimento da Correia

O cálculo do comprimento da correia se dá geometricamente através de considerações assumidas como para uma correia ideal. Considerações:

- A correia é indeformável e inextensível;
- A correia entrará e sairá tangencialmente nas polias;
- A correia é uniforme e contínua;
- Não há perda de potência.

Para se calcular o comprimento da correia é necessário calcular o ângulo de abraçamento da correia nas polias. A Equação 5.1 obtém o comprimento da correia.

$$L = R_p \beta_p + R_s \beta_s + 2\sqrt{X^2 - (R_s - R_p)^2} \quad \text{Eq. 5.1}$$

B – Ângulo de Abraçamento da Correia da CVT

Os ângulos de abraçamento da correia nas polias são os ângulos β_p e β_s em que a correia está efetivamente em contato com os discos das polias motora e movida respectivamente e que podem ser vistos na figura 5.12.

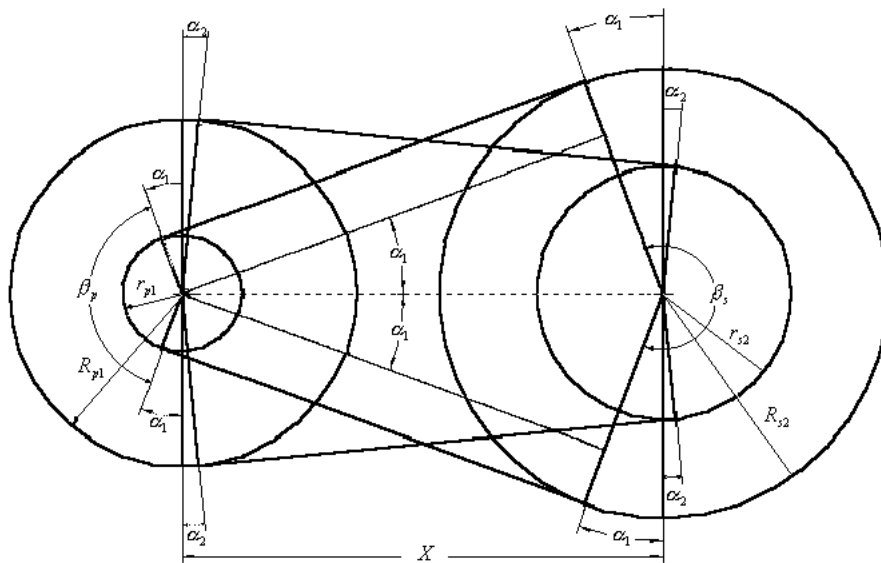


Fig. 5.12. Posições Máximas da Correia nas Polias Motora e Movida – Caso 1 e Caso 2 – e seus Ângulos de Abraçamento (β_p e β_s).

Caso 1 – Polia motora aberta e polia movida fechada;

Caso 2 – Polia motora fechada e polia movida aberta.

Os ângulos de abraçamento da correia nas polias são calculados através das seguintes equações:

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{R_s - R_p}{X}\right) \quad \text{Eq. 5.2}$$

$$\beta_p = \pi - 2\alpha \quad \text{Eq. 5.3}$$

$$\beta_s = \pi + 2\alpha \quad \text{Eq. 5.4}$$

α é o ângulo de inclinação da correia em relação à distância entre centros das polias, $\alpha = \text{alfa}$ que varia de α_1 (caso 1) até α_2 (caso 2), (Fig. 5.13);

R_p é o raio nominal da polia motora que varia de r_1 até R_1 , $R_p = r_{p1}$ até $R_p = R_{p1}$;

R_s é o raio nominal da polia movida que varia de r_2 até R_2 , $R_s = r_{s2}$ até $R_s = R_{s2}$;

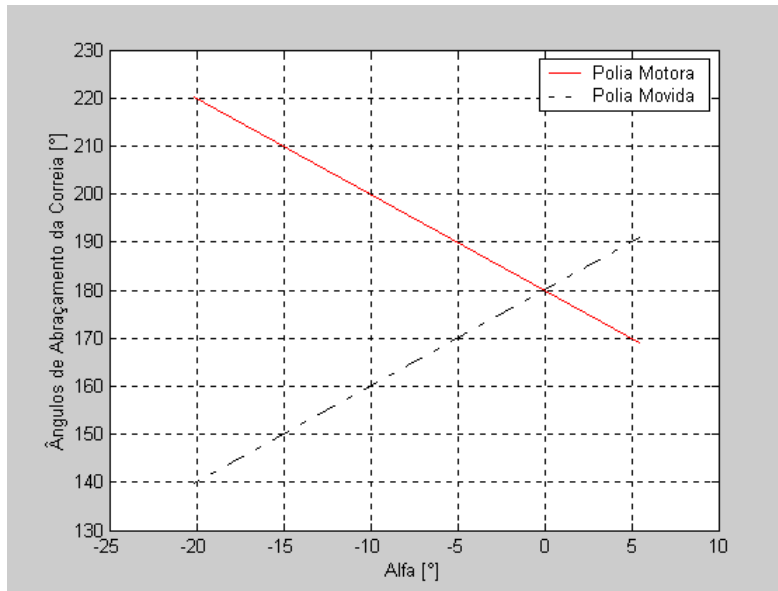


Fig. 5.13. Gráfico do Ângulo de Abraçamento da Correia nas Polias Motora (Entrada) e Movida (Saída) em Graus pelo Ângulo de Inclinação da Correia.

A Figura 5.14 mostra a variação de posição da correia nos raios nominais das polias motora (entrada) e movida (saída) pelo ângulo (α) de inclinação da correia em relação à distância entre centros das polias. Através desse gráfico podemos ver que para cada ângulo α tem-se uma relação de transmissão (Rt) através dos raios nominais. Assim sendo podemos visualizar na figura 5.14 que para α igual a zero ($\alpha = 0$) temos os raios nominais equivalentes (figura 5.15) (Rm_1 e Rm_2) para a relação de transmissão 1:1. Portanto, $\alpha = 0 \leftrightarrow Rt = 1:1$.

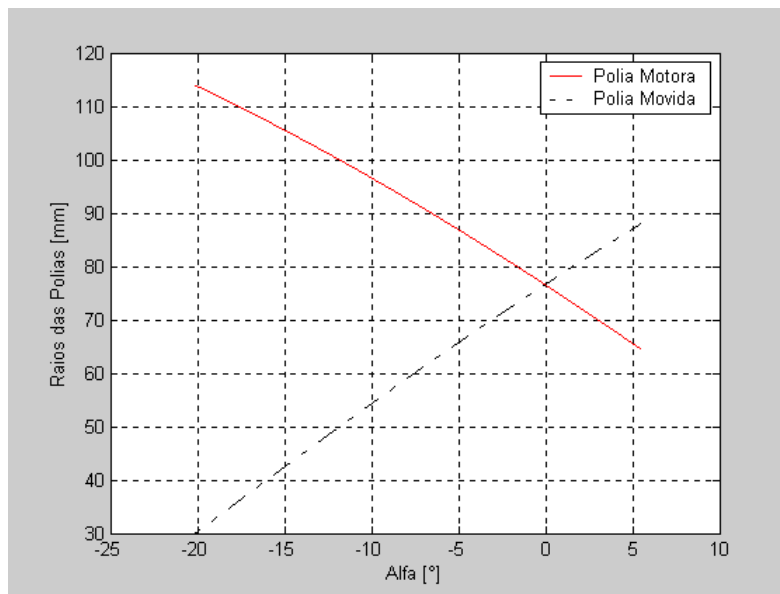


Fig. 5.14. Gráfico dos Raios Ajustados das Polias Motora (Entrada) e Movida (Saída) pelo Ângulo (α) de Inclinação da Correia em Relação à Distância entre Centros.

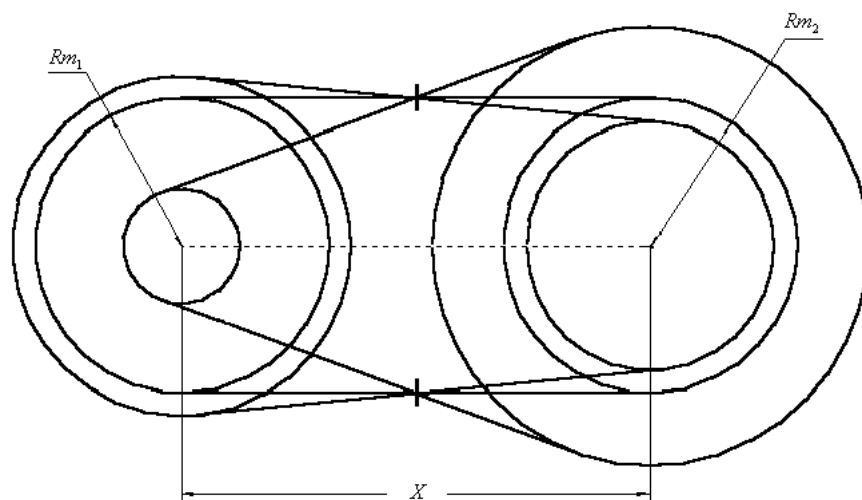


Fig. 5.15. Posição da Correia nas Polias nos Diâmetros Médios $\rightarrow \alpha = 0 \leftrightarrow Rt = 1:1$.

Rm - Raio nominal médio para o comprimento da correia padrão escolhida;

Rm_1 - Raio nominal médio da polia motora para o comprimento da correia padrão escolhida;

Rm_2 - Raio nominal médio da polia movida para o comprimento da correia padrão escolhida;

5.2.3 - Estudo do Acionador da Polia Motora

O acionamento da polia motora da CVT se dá quando ocorre a conexão do sistema através do contato da correia com as faces das polias, transmitindo potência aos demais elementos de transmissão do veículo. O contato da correia ocorre devido à força de compressão dos discos das polias sobre a correia que altera ou mantém a correia posicionada em determinado diâmetro conforme foi dito anteriormente. Isso ocorre devido a um sistema de massas dentro do acionador da polia motora que quando em movimento rotacional gera uma força devido à inércia das massas que movimenta o disco no sentido do eixo indo de encontro ao seu par, causando assim a força de compressão na correia, tendo-se então a força de atrito no contato. Esta força de atrito deve ser suficiente para que a correia possa transmitir o torque e a rotação ao restante do sistema, caso isto não aconteça a correia deslizará (patinará) no sulco das polias.

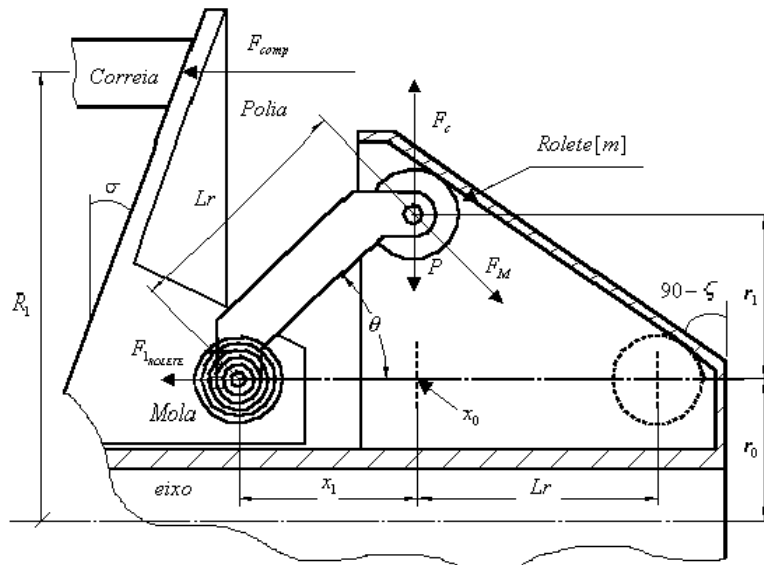


Fig. 5.16. Esboço do Acionamento por Força devido à Inércia das Massas.

Na Figura 5.16 pode-se ver o acionador da polia motora e a interação das forças num único rolete, na qual a força provocada pela inércia das massas (no caso 3 roletes dispostos à 120°) devido a rotação do motor faz com que estas se desloquem variando num ângulo θ a medida que vence a força da mola F_M na base do braço do rolete, (a força peso do rolete P é desprezada, pois variam o sentido e direção a cada instante durante a rotação do disco) a força da mola da polia movida F_{Mola} , a força do camo F_{2CAMO} e as forças de reação da correia contra o disco da polia geradas por forças resistivas externas ao acionador, causando um deslocamento longitudinal x_1 e x_2 respectivamente na polia motora e movida. Este deslocamento longitudinal (x_1) é o quanto que o disco da polia motora se movimenta no sentido axial comprimindo e forçando a correia a manter ou a mudar sua posição, deslocando longitudinalmente (x_2) o disco da polia movida ou não e assim mudando ou mantendo a relação de transmissão. O deslocamento radial do rolete (r_1) varia da posição de origem (r_0) que é o raio mínimo de posicionamento do rolete (distância) até a linha de centro do eixo da polia.

$$F_C = m \cdot (r_0 + r_1) \cdot \omega_m^2 \quad \text{Eq. 5.5}$$

Cada mola que se tem neste acionador é uma mola torsional situada na base do braço do rolete (vide anexo 3). Como foi necessário adotar um valor inicial para o coeficiente elástico da mola na base do braço do rolete utilizou-se a Equação 5.6 que permite calcular este coeficiente elástico à partir da adoção da força peso do rolete como referência, apenas para reposicionar o rolete em sua posição de origem r_0 , em função do raio de deslocamento do rolete. Este valor calculado da constante elástica da mola foi adotado somente como referência para início dos cálculos, posteriormente serão feitas alterações deste valor para estudar-se o comportamento da CVT diante das alterações dos componentes.

$$k_r = \frac{m \cdot g}{r_1} \quad \text{Eq. 5.6}$$

k_r - Constante elástica da mola torsional localizada na base do braço do rolete;

m - Massa do rolete;

g - Aceleração da gravidade;

r_1 - Deslocamento radial do rolete;

$$F_M = kr \cdot (r_0 + r_1) \quad \text{Eq. 5.7}$$

Na Figura 5.17 vê-se a geração desta força de compressão na correia F_{comp} à partir da somatória de 3 forças no sentido do eixo da polia, chamada $F_{1_{ROLETE}}$, originária da decomposição da força resultante F_R e da força normal a superfície de contato F_N (rolete-tampa).

$$F_R = F_C - F_M \cdot \cos \theta \quad \text{Eq. 5.8}$$

F_C - Força devido à inércia da massa do rolete;

F_M - Força da mola localizada na base do braço do rolete;

F_{Mola} - Força da mola na polia movida;

P - Força peso do rolete;

F_{comp} - Força de compressão na correia;

L_r - Comprimento do braço do rolete;

r_0 - Raio origem da posição do rolete;

r_1 - Deslocamento radial do rolete;

θ - Ângulo de deslocamento do rolete;

σ - Ângulo de inclinação dos discos das polias;

ς - Ângulo complementar ao de inclinação do camo da polia motora;

x_1 - Deslocamento do disco da polia motora;

R_1 - Deslocamento da correia na polia ou raio nominal da polia motora;

ω_m - Rotação do motor;

μ - Coeficiente de atrito.

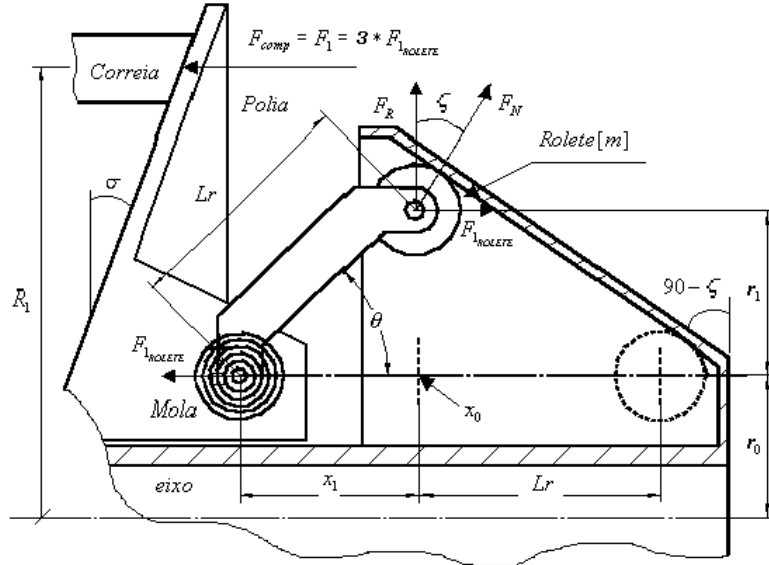


Fig. 5.17 Esboço do Acionamento a partir da Força Resultante

F_R - Força resultante atuante sobre cada rolete;

F_N - Força normal a superfície de contato do rolete;

$F_{1_{ROLETE}}$ - Força de compressão devido a cada rolete;

F_1 - Força de compressão da correia pelo disco da polia motora.

$$F_N = \frac{F_R}{\sin \zeta} \quad \text{Eq. 5.9}$$

$$F_{1_{ROLETE}} = F_N \cdot \cos \zeta \quad \text{Eq. 5.10}$$

$$F_1 = F_{comp} = 3 \cdot F_{1_{ROLETE}} \quad \text{Eq. 5.11}$$

$$x_1 = \frac{r_1}{\tan(90 - \zeta)} \quad \text{Eq. 5.12}$$

Obtiveram-se os raios da polia motora em função do deslocamento axial do disco da polia motora x_1 e do ângulo de inclinação dos discos das polias (Eq. 5.13). Tendo-se os raios nominais

limites das polias motora (máximo $R_{1_{MÁX}}$ e mínimo $R_{1_{MÍN}}$) e movida (máximo $r_{2_{MÁX}}$ e mínimo $r_{2_{MÍN}}$).

$$R_1 = R_{1_{MÍN}} + \left(\frac{x_1}{2 \cdot \tan \sigma} \right) \quad \text{Eq. 5.13}$$

Tendo-se assim o raio nominal da polia motora a cada posicionamento da correia, pelo deslocamento do disco móvel da polia motora e a força de compressão na correia pelo coeficiente de atrito (borracha-metal), pode-se obter uma força tangencial transmissível na correia proveniente do acionador e o torque transmissível na polia motora que é a capacidade que o conjunto acionador – polia motora tem de transmitir torque a cada instante e a cada circunstância.

$$F_{1Tan} = \frac{F_1 \cdot 2 \cdot \mu}{\cos \sigma} \quad \text{Eq. 5.14}$$

$$T_{Tm1} = F_{1Tan} \cdot R_1 \quad \text{Eq. 5.15}$$

Se o torque transmissível na polia motora for menor que o torque do motor, a CVT funcionará como uma embreagem permitindo que a correia patine na polia motora e transmita parte do torque do motor fornecendo apenas o torque transmissível para o restante do sistema. Assim sendo, o torque transmitido (T_{T1}) é o torque transmissível na polia motora (T_{Tm1}). Quando a correia patina, o torque perdido ($T_{perdido}$) acelera o motor aumentando sua rotação.

$$T_{perdido} = T_m - T_{T1} \quad \text{Eq. 5.16}$$

$$a_{m1} = \frac{T_{perdido}}{I_m} \quad \text{Eq. 5.17}$$

a_{m1} - Aceleração do motor devido à patinação da correia na polia motora;

Se o torque transmissível na polia motora for maior que o torque do motor ($T_{Tm1} \geq T_m$), a CVT transmitirá o torque integral fornecido pelo motor ao restante do sistema. O torque transmitido é o torque do motor ($T_{T1} = T_m$).

5.2.4 - Estudo do Acionador da Polia Movida

Durante o acionamento a relação de transmissão varia, indo do valor máximo ao valor mínimo da relação de transmissão oferecida pela CVT, de acordo com a rotação e torque do motor, com o equilíbrio (balanço) das forças na polia motora e movida, e conforme o torque resistivo imposto ao sistema também a cada instante. Por meio das equações do comprimento da correia e dos ângulos de abraçamento pode-se calcular o raio da polia movida (r_2) respectivo ao raio da polia motora (R_1) e assim ter-se as relações de transmissão da CVT.

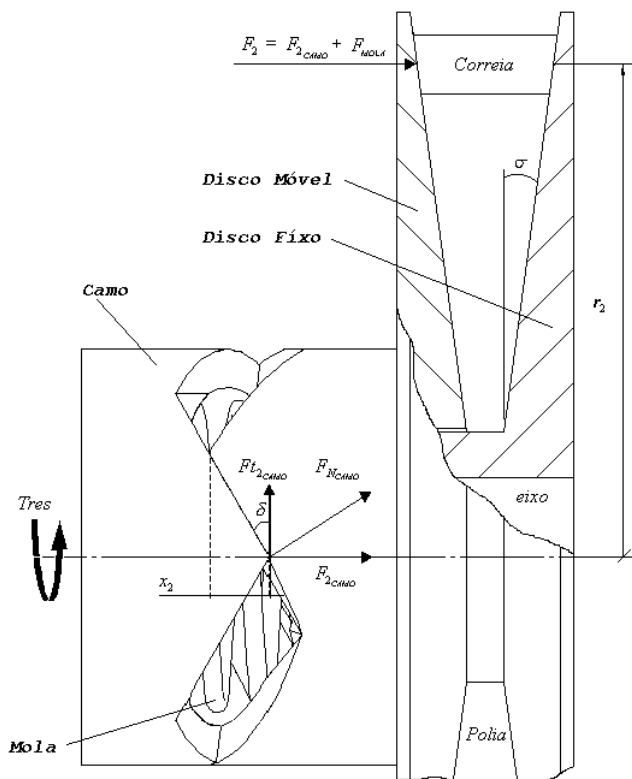


Fig. 5.18. Esboço do Acionamento da Polia Movida.

A Figura 5.18 mostra de forma simplificada como se dão o funcionamento do acionador da polia movida e a interação das forças geradas pelo torque resistivo imposto ao sistema.

A figura 5.19 mostra o sistema que aciona a polia movida, mantendo o contato dos discos com a correia. Este conjunto é constituído por um sistema de camo e mola combinada de torção e compressão.

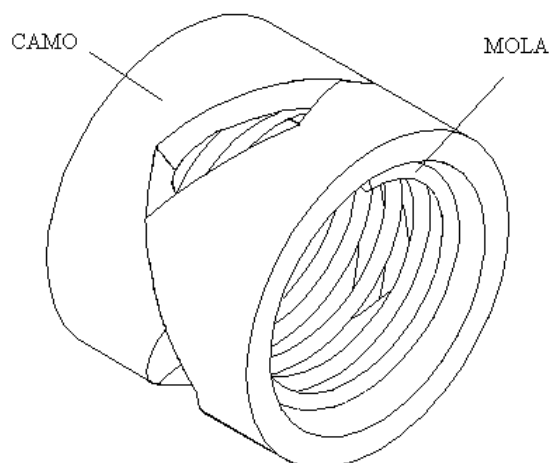


Fig. 5.19 Conjunto do Acionador da Polia Movida.

A - Estudo do Camo

Na figura 5.20 pode-se ver a ação das forças apenas no acionador-camo em estudo, a partir do torque resistivo que chega a polia movida da CVT.

$$Ft_{2_{CAMO}} = \frac{T_{res}}{2 \cdot r_{2_{CAMO}}} \quad \text{Eq. 5.18}$$

$$F_{N_{CAMO}} = \frac{Ft_{2_{CAMO}}}{\sin \delta} \quad \text{Eq. 5.19}$$

$$F_{2_{CAMO}} = F_{N_{CAMO}} \cdot \cos \delta \quad \text{Eq. 5.20}$$

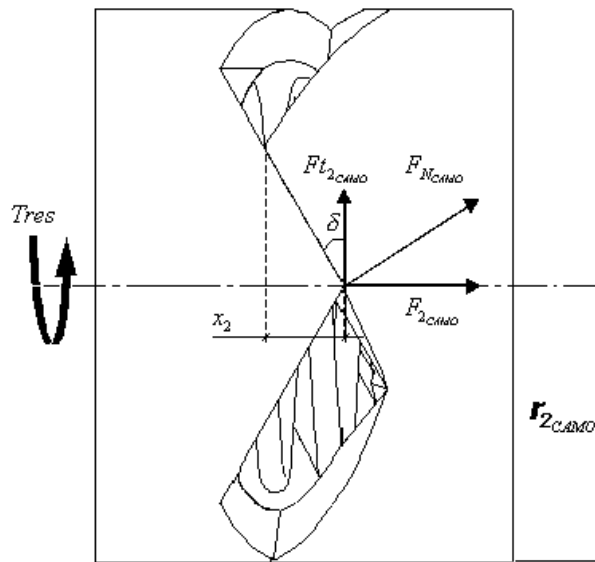


Fig. 5.20 Forças Atuantes no Acionador da Polia Movida

T_{res} Torque resistivo que chega a CVT;

Ft_{2CAMO} Força tangencial no Camo;

$F_{N_{CAMO}}$ Força Normal a Superfície de Ação do Camo;

F_{2CAMO} Força de Acionamento do Disco da Polia Movida;

δ Ângulo do Camo;

x_2 Deslocamento do Disco da Polia Movida;

r_{2CAMO} Raio Médio do Dispositivo Camo.

B - Estudo da Mola

A constante elástica da mola no acionador da polia movida foi inicialmente adotada como referência para início dos cálculos (vide anexo 4), posteriormente serão feitas alterações deste valor para estudar-se o comportamento da CVT diante das alterações dos componentes, como já foi mencionado.

$$F_{MOLA} = K \cdot x_2 \quad \text{Eq. 5.21}$$

K - Constante elástica da mola na polia movida.

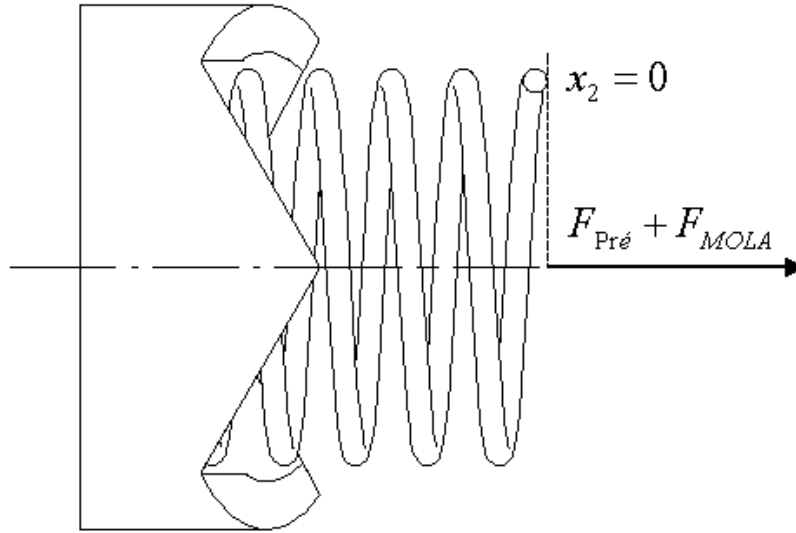


Fig. 5.21 - Forças na Mola da Polia Movida

Onde x_2 é zero, o disco da polia movida está no ponto de origem do deslocamento axial, adotando-se que a mola está com energia armazenada devida a uma força de pré carga $F_{Pré}$ adotada para garantir a força de atrito para a transmissão do movimento no primeiro instante ($x_2 = 0$). Esta força de pré carga $F_{Pré}$ foi inicialmente adotada somente como referência para início dos cálculos, posteriormente serão feitas alterações deste valor para estudar-se o comportamento da CVT diante das alterações dos componentes (mola e ângulo do camo).

O deslocamento do disco móvel da polia movida se dá pela relação existente entre a polia movida e a motora por meio da correia que tem comprimento fixo, conforme considerações anteriormente adotadas. Então:

$$x_2 = \frac{r_{2\text{ máx}} - r_2}{\tan \sigma} \quad \text{Eq. 5.22}$$

A força de compressão da correia pelo disco da polia movida (F_2) é a resultante da somatórias das forças do acionador.

$$F_2 = F_{2_{CAMO}} + F_{Pré} + F_{MOLA} \quad \text{Eq. 5.23}$$

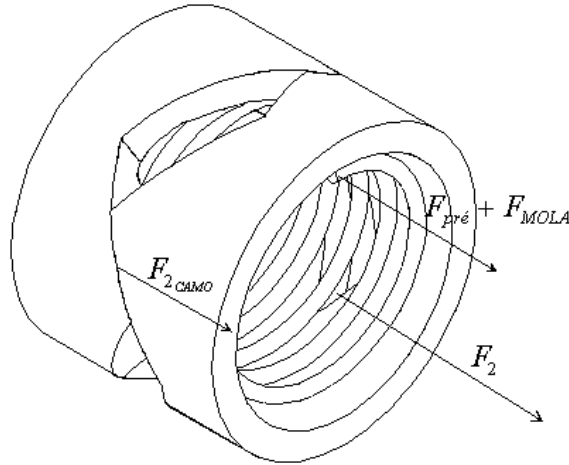


Fig. 5.22 – Forças Atuantes no Acionador da Polia Movida.

Então a força de compressão da correia pelo disco da polia motora F_1 tende a ser igual à força de compressão da correia pelo disco da polia movida F_2 buscando o equilíbrio das forças. Variações dessas forças desequilibram o sistema e fazem com que a correia mude sua posição até que ela estabilize numa nova posição no instante em que estas forças e o sistema como um todo entrarem em equilíbrio novamente ($F_1 = F_2$).

A Figura 5.23 mostra a faixa de abrangência da relação de transmissão para os raios nominais das polias motora e movida, ajustados para a correia de comprimento padrão pela rotação do motor, para torques resistivos (torques em oposição ao funcionamento do sistema) menores que os torques de saída oferecidos pela CVT. Com o programa em funcionamento poder-se-á determinar a faixa de operação da CVT, onde ela começa a funcionar efetivamente e onde ela está totalmente conectada ao sistema onde começa a transmitir potência. A polia motora

totalmente aberta em operação fornece máximo torque e tem uma relação de transmissão de 3,79:1. A polia motora totalmente fechada em operação fornece máxima velocidade e tem uma relação de transmissão de 0,73:1. A variação total da relação de transmissão é de 5,18:1. A partir do valor mínimo, a CVT mantém este valor de relação de transmissão como constante (fixo), daí em diante a rotação na saída do sistema varia somente com rotação do motor.

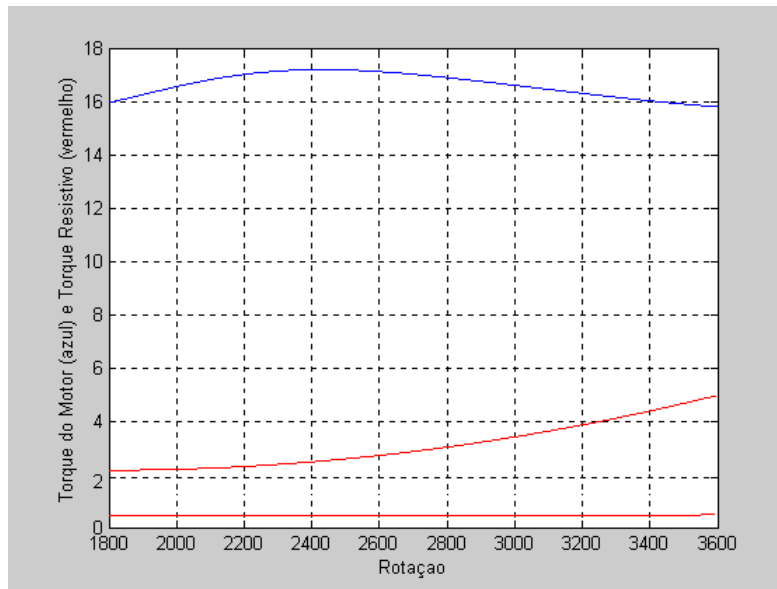


Fig. 5.23. Gráfico da Faixa de Abrangência da Relação de Transmissão pela Rotação do Motor.

5.3 - Modelagem Dinâmica do Veículo

Fez-se uma modelagem simplificada, segundo MORAIS (2001, p. 21), para exemplificar como poder-se-á obter alguns dados quanto ao funcionamento da CVT, sua relação de transmissão e parâmetros a serem estudados quanto ao sistema como um todo como, por exemplo, forças resistivas ao movimento e variações da inclinação da pista. A figura 5.24 mostra o veículo em estudo em movimento e as forças que agem sobre ele em oposição ao movimento. Estas resistências ao movimento são:

A_{er} – Resistência Aerodinâmica;

Rol – Resistência ao rolamento;

Sub – Resistência ao aclone.

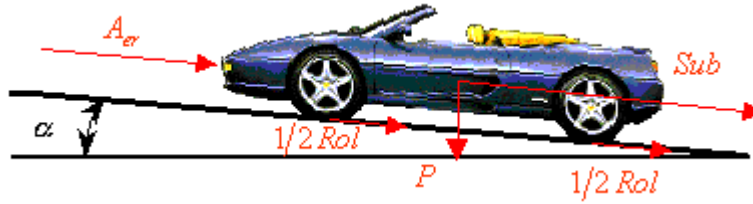


Fig. 5.24. Forças Agindo no Veículo em Movimento.

5.3.1 - Resistência Aerodinâmica

A resistência do ar é tratada como uma força contrária ao movimento veículo contra o ar. A Equação 5.24 representa a resistência do ar.

$$Aer = \frac{1}{2} \cdot c_w \cdot \rho \cdot A_f \cdot (v + v_0)^2 \quad \text{Eq. 5.24}$$

Tem-se c_w que é coeficiente de arrasto do ar, ρ é a densidade do ar, A_f é a área frontal do veículo, v é a velocidade do veículo, e v_0 é a componente da velocidade do vento em oposição a direção em que o veículo se desloca.

5.3.2 - Resistência ao Rolamento

A resistência resultante da deformação dos pneus (achatamento) na pista ao longo do trajeto. A Equação 5.25 representa essa resistência ao rolamento.

$$Rol = f \cdot M \cdot g \quad \text{Eq. 5.25}$$

Tem-se M que é massa do veículo, g é a aceleração da gravidade, f é o coeficiente de resistência ao rolamento e α é o ângulo de inclinação da pista.

5.3.3 - Resistência ao Aclive

A resistência ao aclone é relativa aos efeitos da gravidade sobre o veículo durante a subida. A Equação 5.26 representa essa resistência ao aclone.

$$Sub = M \cdot g \cdot \sin \alpha \quad \text{Eq. 5.26}$$

A partir da somatória de todas as resistências, tem-se a resistência total equivalente Tot que se opõe ao movimento do veículo. A Equação 5.27 representa esta resistência total usada no modelo.

$$Tot = Are + Rol + Sub \quad \text{Eq. 5.27}$$

5.3.4 – Cálculo do Torque Resistivo

A Equação 5.27 permite calcular a carga total atuante sobre as rodas do veículo. Para esta força ser usada na modelagem deve ser convertida em um torque aplicado no eixo de saída da roda do veículo. A equação do torque resistivo ao movimento do veículo ($Tresv$) é representada na Equação 5.28.

$$Tresv = Tot \cdot R \quad \text{Eq. 5.28}$$

Onde $R = Diâmetro\ dos\ Pneus / 2$ é o raio estático dos pneus devido a rolagem.

A Tabela 5.1 resume os valores numéricos adotados para os parâmetros descritos acima, de um veículo experimental em condições especiais, usados no desenvolvimento do modelo.

Tabela 5.1. Características do Modelo.

Parâmetros	Valores
c_w	0,32
Área Frontal (m^2)	2

Diâmetro das Rodas (<i>m</i>)	0,63
Massa do Veículo (kg)	200
Ângulo de Inclinação da Pista (°)	variável
Relação da CVT	5,18:1
Relação de Redução/Planetário	7,125:1

Tendo-se então o raio nominal da polia movida a cada instante, dando o posicionamento da correia, pelo deslocamento do disco móvel da polia movida e a força de compressão na correia pelo coeficiente de atrito (borracha-metal), pode-se obter uma força tangencial transmissível na correia proveniente do acionador e o torque transmissível na polia movida que é a capacidade que o conjunto acionador – polia movida tem de transmitir torque a cada instante e a cada circunstância.

$$F_{2Tan} = \frac{F_2 \cdot 2 \cdot \mu}{\cos \sigma} \quad \text{Eq. 5.29}$$

$$T_{Tm2} = F_{2Tan} \cdot R_1 \quad \text{Eq. 5.30}$$

Se o torque transmitido na polia motora multiplicado pela relação de transmissão da CVT for menor que o torque transmissível na polia movida ou menor que o torque resistivo que chega ao eixo de saída da CVT, a CVT funcionará como uma embreagem permitindo que a correia patine na polia motora e transmita apenas o torque transmissível na polia motora multiplicado pela relação de transmissão da CVT para o restante do sistema. Quando a correia patina, o torque perdido na polia motora ($T_{perdido}$) acelera o motor aumentando sua rotação.

$$T_{perdido2} = T_{T2} - (T_{T1} \cdot Rt) \quad \text{Eq. 5.31}$$

$$a_{m2} = \frac{T_{perdido2}}{I_m} \quad \text{Eq. 5.32}$$

a_{m2} - Aceleração do motor devido à patinação da correia na polia motora;

I_m - Inércia do Motor.

Se o torque transmitido na polia motora multiplicado pela relação de transmissão for maior que o torque resistivo ($T_{T1} \cdot Rt > Tres$), a CVT transmitirá o torque integral fornecido pelo motor ao restante do sistema e o veículo acelerará. Se o torque transmitido na polia motora multiplicado pela relação de transmissão for igual ao torque resistivo ($T_{T1} \cdot Rt = Tres$), o veículo terá aceleração zero e velocidade constante.

O torque resistivo ao movimento do veículo ($Tresv$) passará pelo planetário (Rtp) que tem relação de transmissão 7.125:1 e será convertido para um torque resistivo em relação a CVT ($Tres$), conforme Equação 5.33.

$$Tres = Tresv / Rtp \quad \text{Eq. 5.33}$$

$$T_{total} = T_{T2} - Tres \quad \text{Eq. 5.34}$$

A Equação 5.35 mostra como se calcula a aceleração do veículo a partir da diferença do torque fornecido pelo motor que chega a roda do veículo e do torque resistivo na roda do veículo.

$$a = \frac{T_{total} \cdot Rtp}{R \cdot M} \quad \text{Eq. 5.35}$$

A Equação 5.36 mostra como se calcula a rotação do motor a partir da aceleração no motor devido à patinação da correia.

$$Rota = Rota0 \frac{(a_{m1} \cdot t + a_{m2} \cdot t) \cdot 60}{2 \cdot \pi} \quad \text{Eq. 5.36}$$

Capítulo 6

Resultados

6.1 – Aspectos Gerais

Para o estudo do comportamento da CVT introduziu-se algumas variações com relação à inclinação da pista para que fosse possível melhor visualizar a variação da relação de transmissão da CVT. Por exemplo (Figura 6.1), no instante de 1 segundo após o veículo dar início ao deslocamento ele encontra uma descida de -2° , após 3 segundos passa para um plano de 0° , após 4 segundos encontra uma subida de 2° e após 5 segundos passa novamente para um plano de 0° de inclinação. O estudo do comportamento da CVT foi limitado no intervalo de tempo de 0 a 10 segundos.



Fig.: 6.1 – Variação da inclinação da pista.

Na figura 6.2 pode-se ver o funcionamento da CVT em relação ao motor e os torques resistivos (torques em oposição ao funcionamento do sistema) que chegam no motor. Fornecendo-se então um torque resistivo, conforme é mostrado na figura 6.1 devido, por exemplo, a variações do ângulo de inclinação do percurso do veículo, pode-se ver o comportamento da CVT.

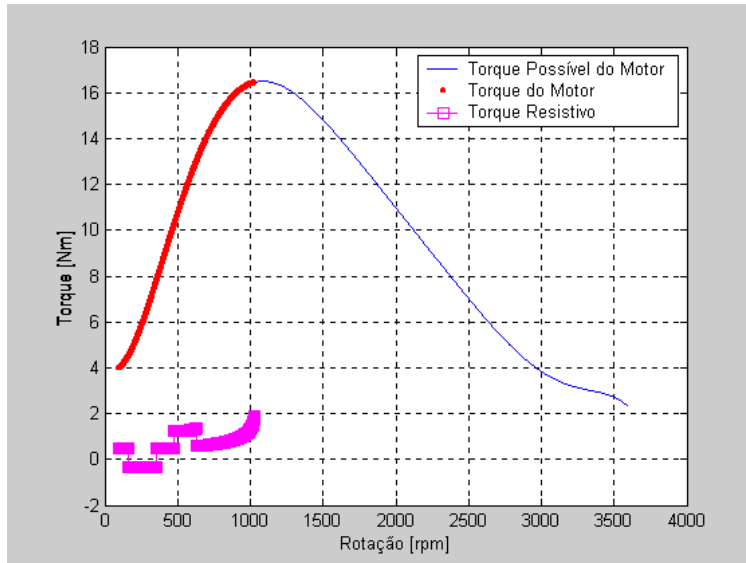


Fig. 6.2 Gráfico do Torque do Motor e Resistivo pela Rotação do Motor.

Na figura 6.3, os esforços e os torques resistivos foram estudados em referência ao eixo de saída da CVT. Teremos então que o torque resistivo ao movimento do veículo (T_{resv}) passará pelo planetário (R_{tp}) que tem relação de transmissão fixa de 7.125:1 e será convertido para um torque resistivo em relação a CVT (T_{res}), conforme Equação 6.1.

$$T_{res} = T_{resv}/R_{tp} \quad \text{Eq. 6.1}$$

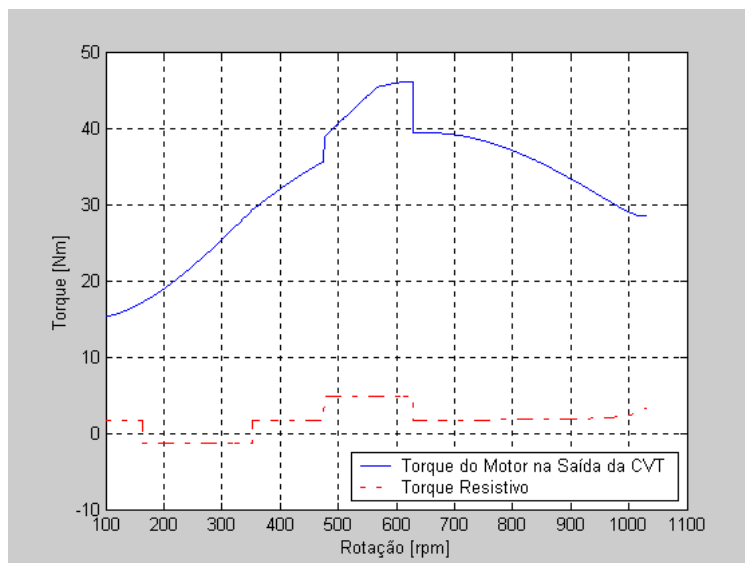


Fig. 6.3 Gráfico do Torque de Saída da CVT e Resistivo pela Rotação do Motor.

A figura 6.4 mostra o torque do motor na saída do conjunto CVT-redutor e o torque resistivo na roda do veículo.

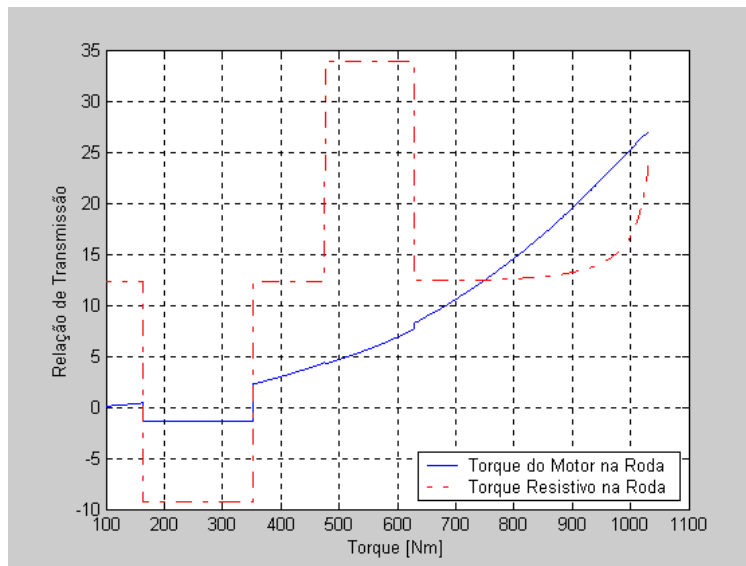


Fig. 6.4 Gráfico da Relação de Transmissão pelo Torque de Saída e Torque Resistivo na Roda do Veículo

A figura 6.5 mostra a relação de transmissão da CVT diante deste torque resistivo e como ela se ajusta para que o torque do motor seja maior (suficiente) para vencer este torque resistivo. Porém, como o torque do motor é maior que o torque resistivo, a CVT simplesmente não muda sua relação de transmissão até que algo aconteça que mude esta condição (por exemplo, o veículo encontra um desnível que tenha inclinação tal que varie significativamente o torque resistivo).

E pode-se ver o instante em que o veículo encontra um desnível que pode ser positivo (subida) ou negativo (descida) em relação ao plano da superfície (pista) e como a CVT muda sua relação de transmissão, desde que o conjunto polias-correia estejam fortemente conectados, isto é sem a patinação da correia nas polias. Como mencionado anteriormente, no instante de 1 segundo após o veículo dar início ao deslocamento ($t=0s$ e $S=0m$) ele encontra uma descida de -2° , após 3 segundos passa para um plano de 0° , após 4 segundos encontra uma subida de 2° e após 5 segundos passa novamente para um plano de 0° de inclinação.

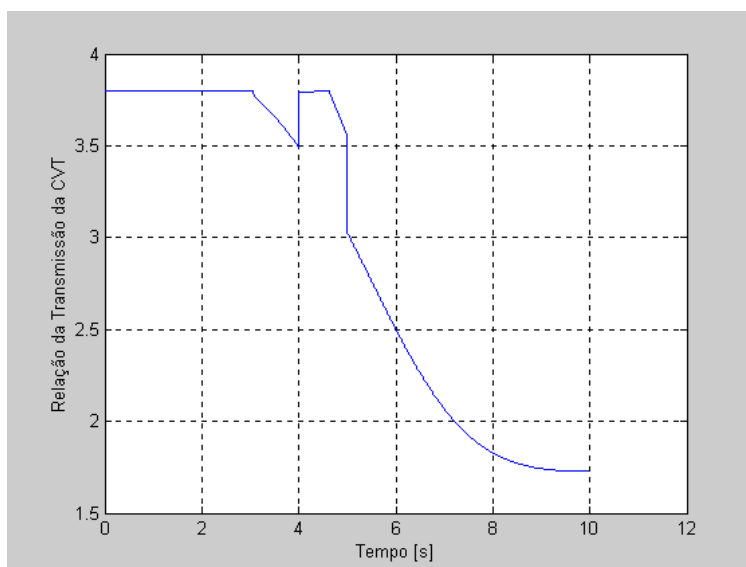


Fig. 6.5 Gráfico da Relação de Transmissão pelo Tempo.

Percebe-se que inicialmente a correia está fixa numa posição, pois ela está patinando na polia motora (efeito embreagem). Essa reação da CVT em mudar sua relação de transmissão se dá por um balanço de forças que ocorre internamente na CVT e das variações dos torques do motor e resistivo e das variações da rotação do motor e da velocidade do veículo de acordo com as condições externas.

Como se viu anteriormente, conhecendo-se o funcionamento da CVT e seus acionadores pode-se fazer comparações das forças nestes acionadores e verificar o comportamento da CVT quanto ao posicionamento da correia nas polias na busca do equilíbrio dessas forças. Variações das condições externas ou internas no caso do motor ou dos componentes dos acionadores, mudam o comportamento da CVT.

Na figura 6.6 pode-se ver a balanço das forças de compressão dos acionadores dos discos móveis das polias motora e movida na correia e onde a relação da transmissão da CVT muda buscando o equilíbrio dessas forças, são respectivamente F_1 e F_2 . Nos instantes anteriores, de 0 a 4.5s, está ocorrendo a patinação da correia, pois o torque transmissível é menor que o torque fornecido pelo motor ou porque o torque transmitido da polia motora é menor que o torque resistivo na polia movida. Pode-se perceber melhor a patinação da correia nos instantes de 0 a 3s e de 4 a 4.5s. No instante de 3 a 4s, o sistema está aparentemente conectado fortemente, mas a correia está patinando e está transmitindo apenas o torque transmissível que já está sendo suficientemente maior que o torque resistivo do sistema. Por isso no intervalo de 4 a 4.5, a correia

volta a patinar perceptivelmente, quando o torque resistivo volta a ser maior que o torque transmissível da polia motora. Nos intervalos onde a correia está patinando, a CVT não percebe as variações externas e não muda sua relação de transmissão, como por exemplo, a mudança de inclinação da pista no instante de $t=1s$, até que algo aconteça. No instante $t=1s$ a inclinação da pista é negativa e o torque resistivo contrário ao movimento diminui, diminuindo também $F2$, favorecendo ao motor aumentar sua rotação, aumentando $F1$ gerado da força devido ao desbalanceamento das massas internas do acionador da polia motora, até o instante $t=3s$, onde $F1$ passa a ser suficiente para conectar fortemente o conjunto polias-correia. Como a posição da correia na polia motora depende da força $F1$ que depende da rotação do motor e de $F2$ que depende do torque resistivo. A relação de transmissão não muda no intervalo de 0 a 3s, pois o torque resistivo ainda é maior que o torque transmissível pela polia motora nesse intervalo de tempo, então $F1$ em função da rotação do motor aumenta sem mudar a relação de transmissão da CVT.

Até que as forças $F1$ e $F2$ se encontrem, que é o caso do contato total da correia com as polias ou o conjunto fortemente conectado (polia motora com a polia movida e correia) transmitindo o torque total para o restante do sistema, a relação de transmissão permanece inalterada. Pode-se ver também, que no instante $t = 4.6s$ a correia e as polias estão conectados fortemente, sem patinação da correia.

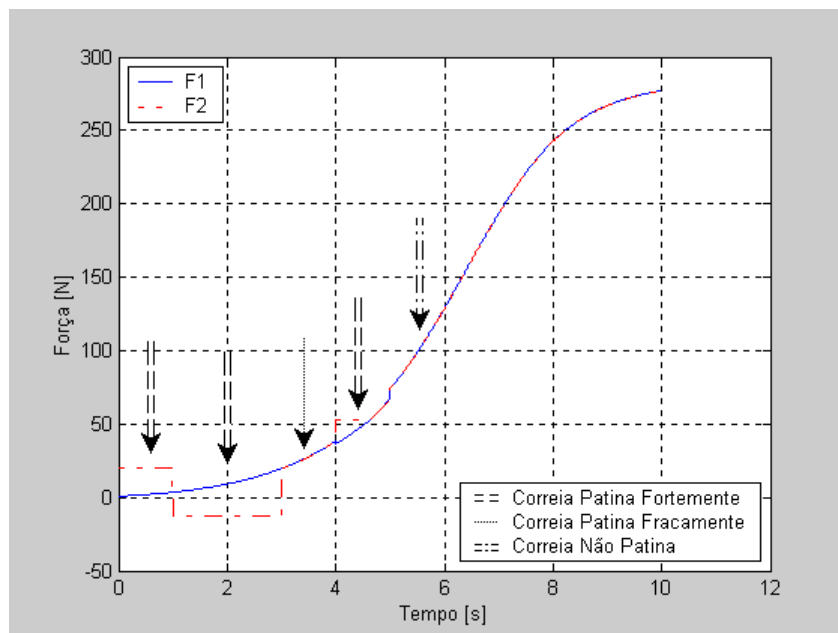


Fig.: 6.6 – Gráfico das Forças nos Acionadores pelo Tempo

A figura 6.7 mostra o torque resistivo (T_{resm}) em relação ao torque do motor, pela relação de transmissão total do conjunto R_{ti} (relação de transmissão da CVT e à relação de transmissão do planetário), conforme equação 6.2.

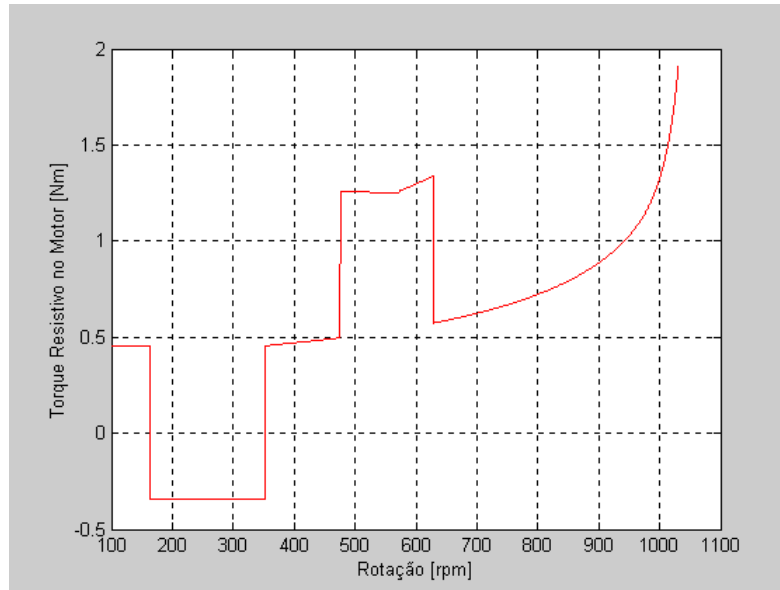


Fig. 6.7 Gráfico do Torque Resistivo pela Rotação.

$$T_{resm} = T_{resv}/R_{ti} \quad \text{Eq. 6.2}$$

Na figura 6.8 pode-se ver a variação da aceleração do veículo no tempo e ver onde o veículo começou a se deslocar e onde começou o acionamento da CVT. Como foi mencionado anteriormente a correia ficou patinando na polia motora até o instante $t = 3s$, onde permitiu a transmissão de parte do torque do motor, pois o sistema ainda não estava fortemente conectado visto que a correia volta a patinar no instante $t = 4s$.

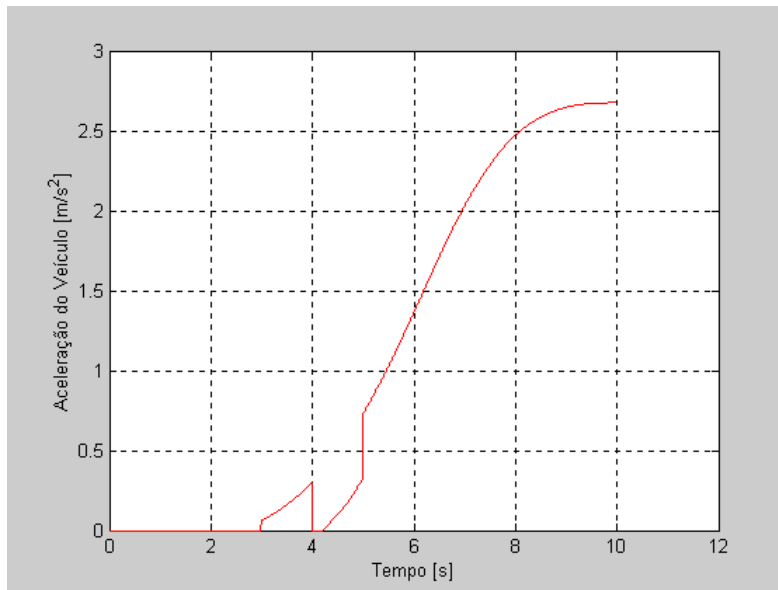


Fig. 6.8. Gráfico da Aceleração do Veículo pelo Tempo

Na figura 6.9 pode-se ver a variação da velocidade do veículo e onde a CVT começa efetivamente a transmitir torque e sair do efeito de embreagem para ser um câmbio automático ganhando velocidade a medida que passa o tempo.

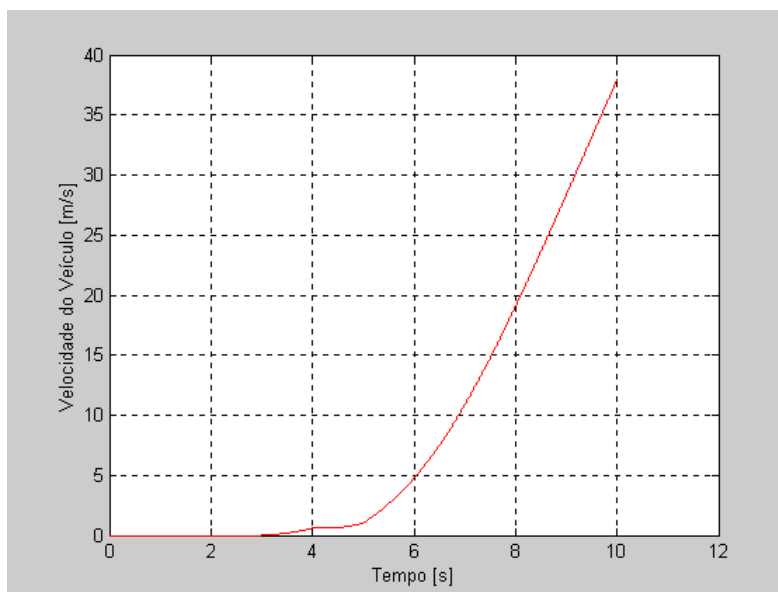


Fig. 6.9. Gráfico da Velocidade do Veículo pelo Tempo

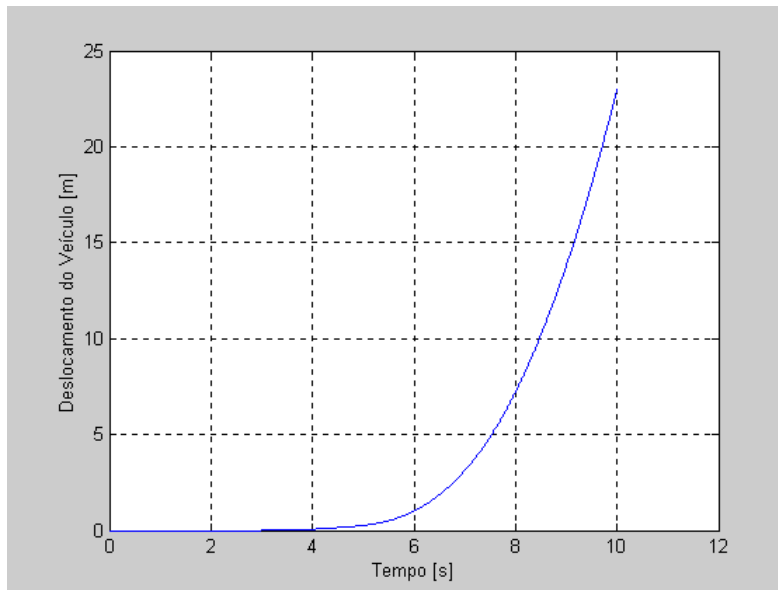


Fig. 6.10. Gráfico do Deslocamento do Veículo pelo Tempo

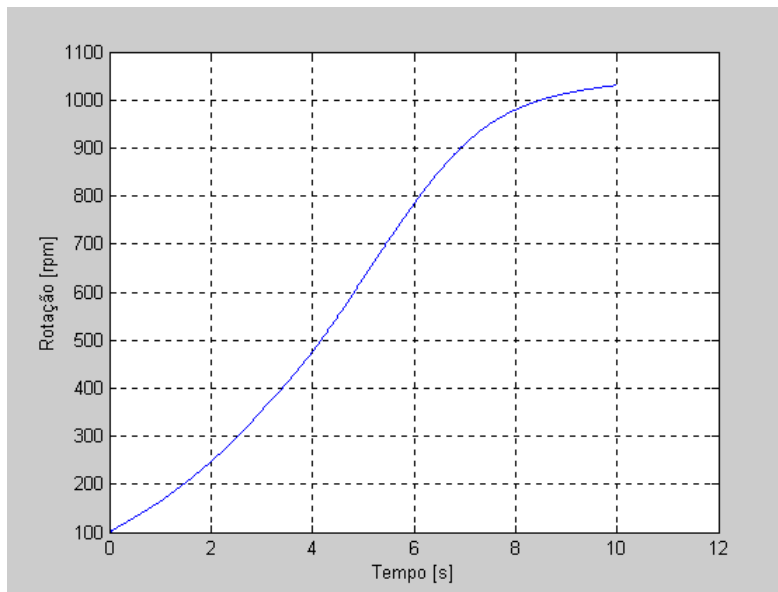


Fig. 6.11. Gráfico da Rotação do Motor pelo Tempo.

6.2 - Alterando Componentes do Acionador da CVT

Alterando-se os componentes do acionador da CVT pode-se estudar o novo comportamento da CVT e conhecer qual a melhor montagem para cada situação desejada. E assim qual teria o melhor rendimento e economia no consumo de combustível.

Os componentes dos acionadores que escolhemos para os estudos e suas influências no comportamento da CVT são:

- Massa do rolete (m) [Kg];
- Constante elástica da mola na base do braço do rolete (kr);
- Constante elástica da mola de compressão na polia movida (K).

6.2.1 - Variando a Massa dos Roletes

Inicialmente tinha-se usado uma massa de rolete igual a 85 gramas. Agora vamos estudar o comportamento da CVT para novas massas dos roletes. Aumentando-se ou diminuindo-se a massa, aumentasse ou diminui-se a força devido à inércia das massas, muda a posição dos discos e da correia, a relação de transmissão e conseqüentemente o torque de saída da CVT, como mostra a figura 6.12 e 6.13.

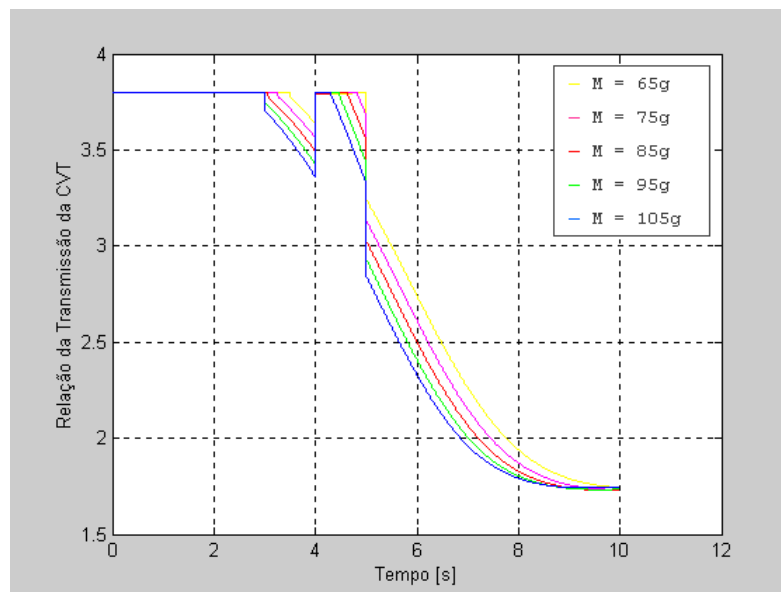


Fig.: 6.12 – Relação de transmissão da CVT Variando-se as Massas dos Roletes

As massas adotadas para os roletes foram:

$$m = 65 \text{ g};$$

$$m = 75 \text{ g};$$

$$m = 85 \text{ g};$$

$$m = 95 \text{ g};$$

$$m = 105 \text{ g}$$

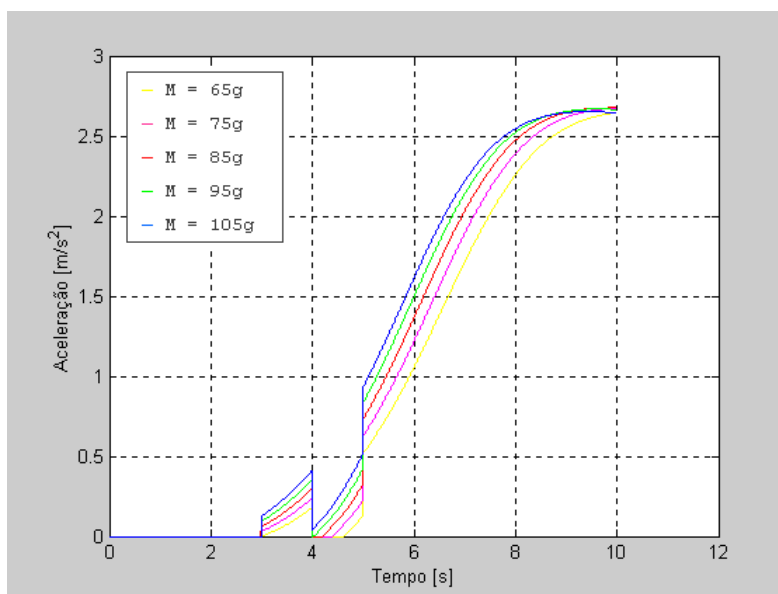


Fig.: 6.13 – Gráfico da Aceleração do Veículo Variando-se as Massas dos Roletes

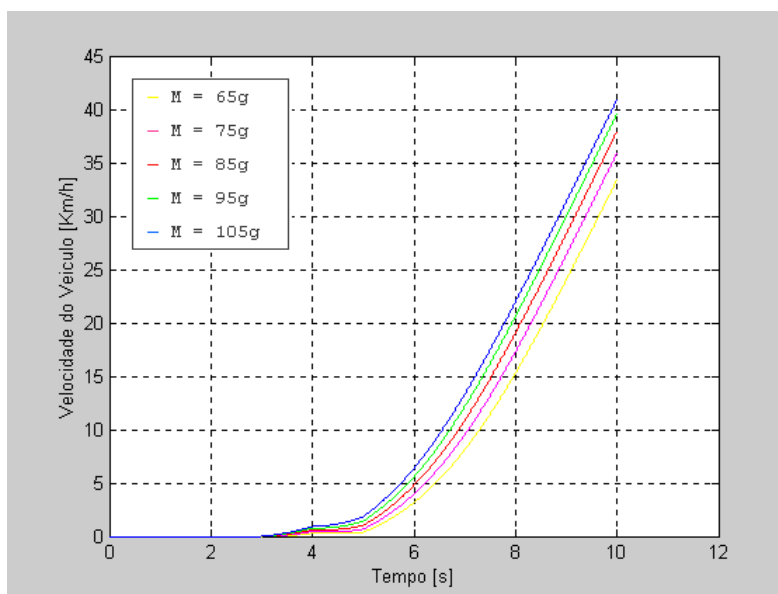


Fig.: 6.14 – Gráfico da Velocidade do Veículo Variando-se as Massas dos Roletes

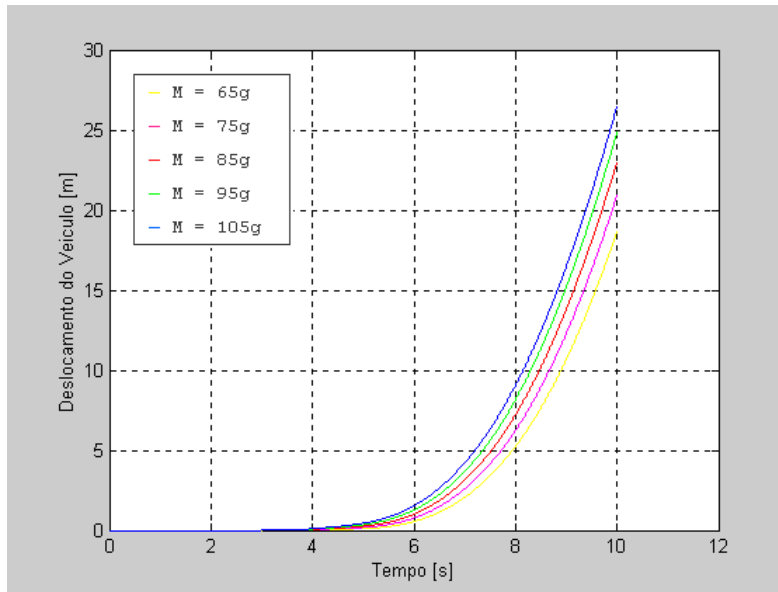


Fig.: 6.15 – Gráfico do Deslocamento do Veículo Variando-se as Massas dos Roletes

Verificou-se que aumentando a massa dos roletes a CVT é acionada mais rapidamente e o conjunto polias-correia é conectado transmitindo mais torque do que quando usamos roletes de massas menores, fica menos sujeito a patinação da correia nas polias o veículo se desloca mais e a velocidade aumenta mais rapidamente devido ao melhor aproveitamento do torque fornecido pelo motor. Aumentando-se a massa dos roletes o sistema CVT fica mais sensível as variações internas e externas das forças e torques no sistema.

6.2.2 - Variando o Coeficiente Elástico das Molas dos Roletes

Inicialmente tinha-se usado uma constante elástica da mola igual a 5 N/m. Agora vamos estudar o comportamento da CVT para novas constantes de molas dos roletes. Variando-se o coeficiente elástico da mola varia-se a força da mola no braço dos roletes, muda a resultante das forças, muda a posição dos discos e a relação de transmissão e conseqüentemente o torque de saída.

As constantes de mola adotadas para o estudo foram:

$$kr = 2 \cdot 10^{-2} \text{ N/m};$$

$$kr = 3 \cdot 10^{-1} \text{ N/m};$$

$$kr = 5 \text{ N/m};$$

$$kr = 7 \cdot 10^1 \text{ N/m};$$

$$kr = 9 \cdot 10^2 \text{ N/m}.$$

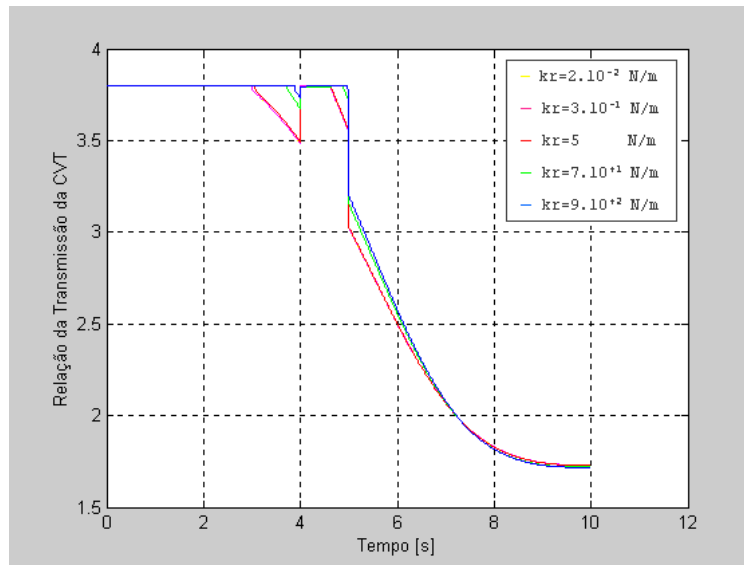


Fig.: 6.16 – Relação de transmissão da CVT Variando-se o Coeficiente da Mola dos Roletes

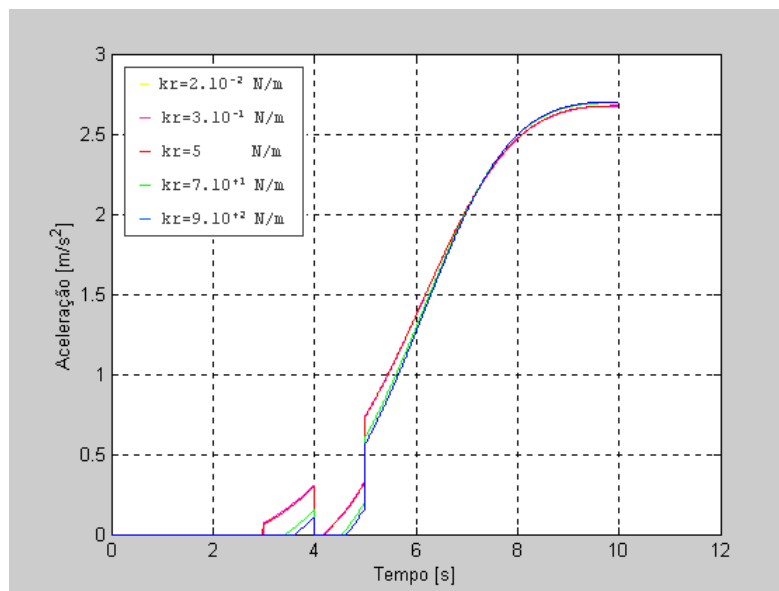


Fig.: 6.17 – Gráfico da Aceleração do Veículo Variando-se o Coeficiente da Mola dos Roletes

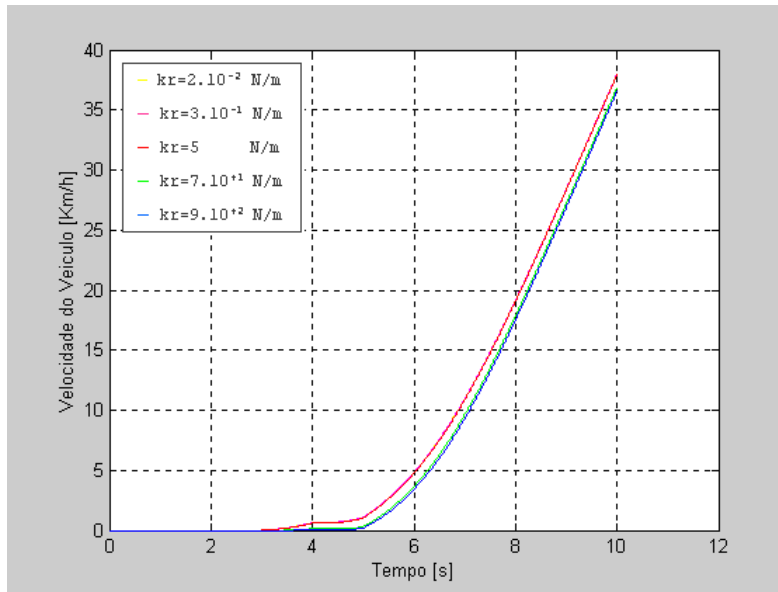


Fig.: 6.18 – Gráfico da Velocidade do Veículo Variando-se o Coeficiente da Mola dos Roletes

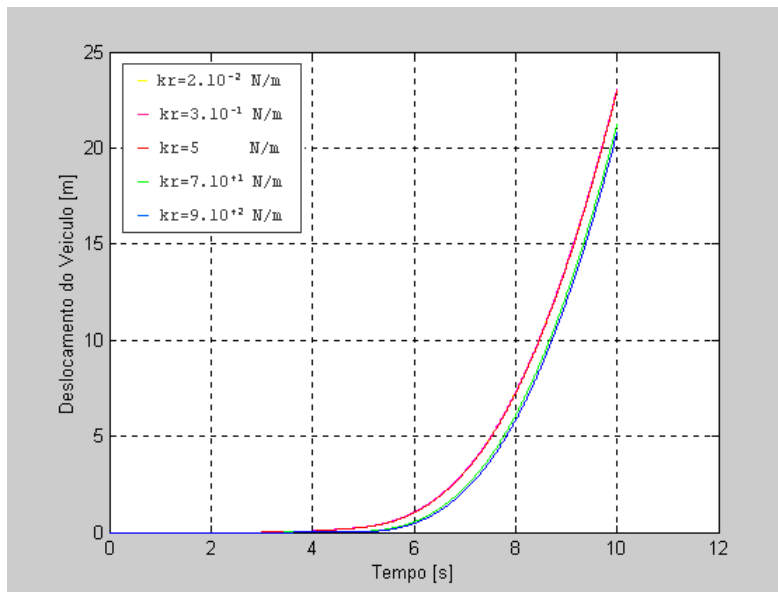


Fig.: 6.19 – Gráfico do Deslocamento do Veículo Variando-se o Coeficiente da Mola dos Roletes

Verificou-se que diminuindo o coeficiente elástico da mola na base do braço do rolete da polia motora a CVT é acionada mais rapidamente e o conjunto polias-correia é conectado transmitindo mais torque do que quando usamos molas com coeficiente elástico maiores, fica menos sujeito a patinação da correia nas polias, pois aumenta F_1 mais rapidamente, o veículo se desloca mais e a velocidade aumenta mais rapidamente devido ao melhor aproveitamento do

torque fornecido pelo motor. Aumentando-se o coeficiente elástico da mola o sistema CVT fica mais sensível as variações internas e externas das forças e torques no sistema.

6.2.3 - Variando o Coeficiente Elástico da Mola da Polia Movida

Inicialmente tinha-se usado uma constante elástica da mola igual a 37061 N/m. Agora vamos estudar o comportamento da CVT para novas constantes de molas da polia movida. Variando-se o coeficiente elástico da mola varia-se a força da mola, muda a resultante das forças, muda a posição dos discos e a relação de transmissão e conseqüentemente o torque de saída.

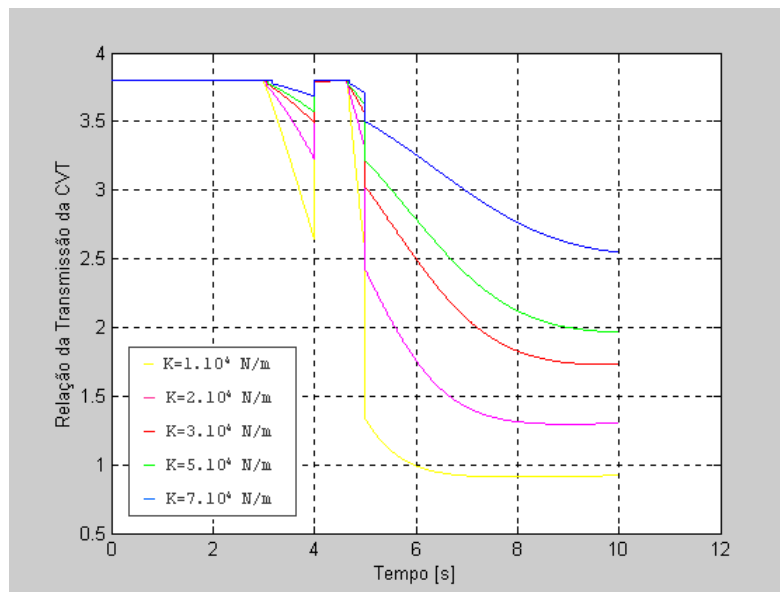


Fig.: 6.20 – Relação de Transmissão da CVT Variando-se o Coeficiente Elástico da Mola da Polia Movida

As constantes de mola na polia movida adotadas para o estudo foram:

$$K = 1 \cdot 10^4 \text{ N/m} ;$$

$$K = 2 \cdot 10^4 \text{ N/m} ;$$

$$K = 3.7 \cdot 10^4 \text{ N/m} ;$$

$$K = 5 \cdot 10^4 \text{ N/m} ;$$

$$K = 7 \cdot 10^4 \text{ N/m} .$$

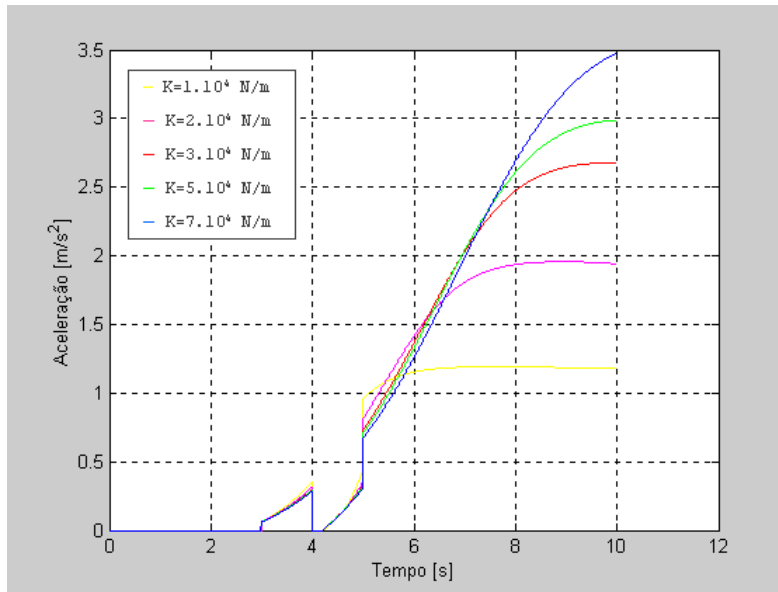


Fig.: 6.21 – Gráfico da Aceleração do Veículo Variando-se o Coeficiente Elástico da Mola da Polia Movida

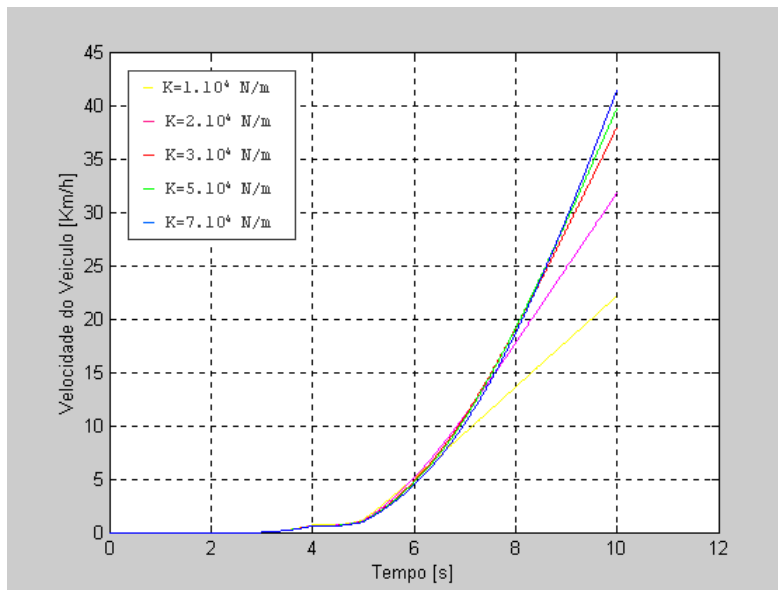


Fig.: 6.22 – Gráfico da Velocidade do Veículo Variando-se o Coeficiente Elástico da Mola da Polia Movida

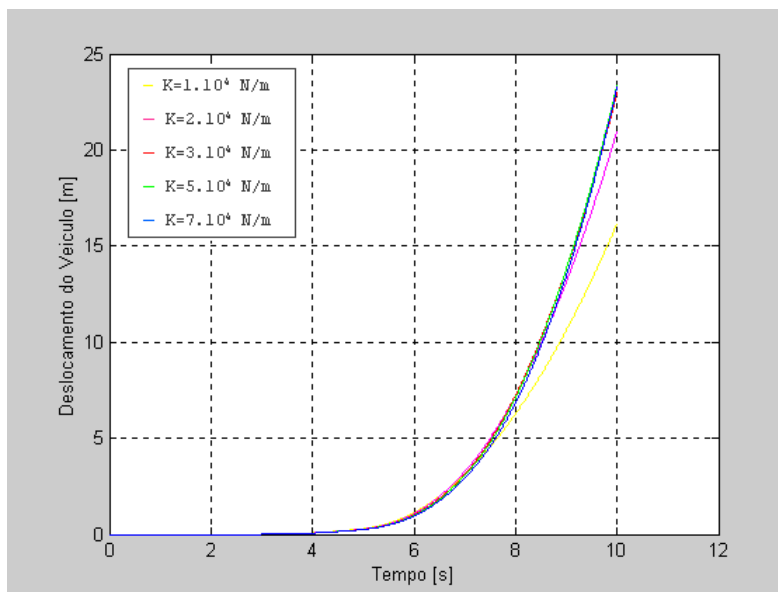


Fig.: 6.23 – Gráfico do Deslocamento do Veículo Variando-se o Coeficiente Elástico da Mola da Polia Movida

Verificou-se que diminuindo o coeficiente elástico da mola na polia motora a CVT é acionada mais rapidamente e o conjunto polias-correia é conectado transmitindo mais torque do que quando usamos molas com coeficiente elástico maiores, fica menos sujeito a patinação da correia nas polias, pois diminui F_2 e havendo o equilíbrio das forças F_1 e F_2 mais rapidamente, o veículo se desloca mais e a velocidade aumenta mais rapidamente devido ao melhor aproveitamento do torque fornecido pelo motor. Aumentando-se o coeficiente elástico da mola o sistema CVT fica mais sensível as variações internas e externas das forças e torques no sistema.

6.2.4 – Caminhos Possíveis da CVT de Acordo com a Alteração dos Componentes

A figura 6.24 mostra o comportamento do torque resistivo em função da alteração das massas dos roletes, do coeficiente elástico da mola no braço dos roletes e coeficiente elástico da mola na polia movida. Assim sendo pode-se projetar uma nova CVT apenas substituindo-se seus componentes de acionamento obtendo-se novas relações de transmissão e seu novo comportamento, sendo interessante que se mantenha ou que se melhore a eficiência e o desempenho e haja realmente uma redução no consumo de combustível.

A relação de transmissão da CVT pode variar por infinitos caminhos simplesmente alterando-se as condições internas (componentes dos acionadores como alterar o material da correia ou os acionadores propriamente ditos, como por exemplo, acionadores hidráulicos, elétricos, camos, etc) ou externas (ângulo de inclinação da pista, trocando o motor, etc).

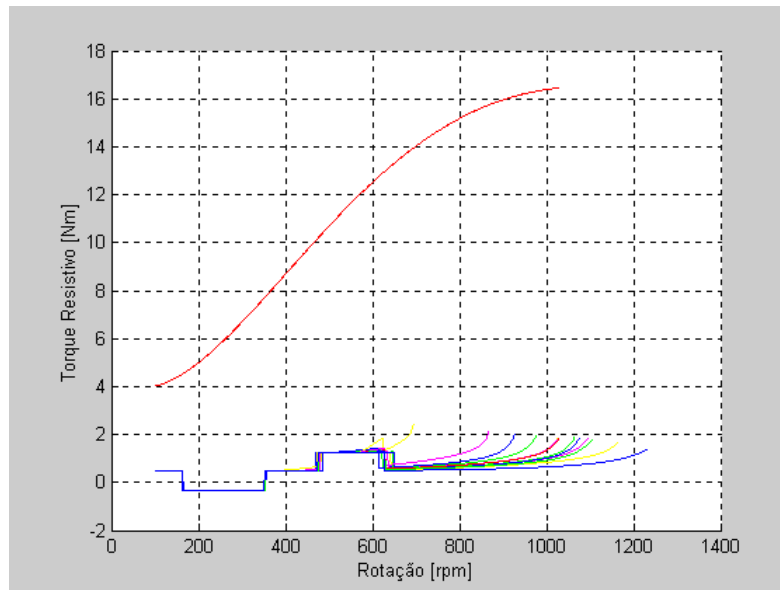


Fig.6.24. Comportamento do Torque Resistivo em Função da Alteração das Massas dos Roletes, do Coeficiente Elástico da Mola no Braço dos Roletes e Coeficiente Elástico da Mola na Polia Movida.

6.3 - Estudo quanto ao Consumo de Combustível

Segundo Bosch (1986), pode-se estudar o consumo de combustível e os elementos que interferem neste consumo e desempenho de um veículo.

6.3.1 - Elementos que Influenciam no Consumo de Combustível

a - Transmissão

O efeito da transmissão depende primeiro das perdas na transmissão (que devem ser mantidas tão baixas quanto possível), e em segundo das relações de transmissão selecionadas que determinam o ponto de operação no mapa de consumo do motor para uma velocidade dada na

estrada. Relações de transmissão “extensas” geralmente movem os pontos operando-se em áreas mais favoráveis do mapa, entretanto, reduzem a capacidade de aceleração do veículo.

b - Resistências Externas ao Movimento

As resistências externas ao movimento podem ser reduzidas diminuindo-se o peso do veículo, melhorando-se a aerodinâmica e reduzindo-se a resistência ao rolamento.

Em um veículo manufaturado em série médio, uma redução de 10% no peso do veículo, o arrasto aerodinâmico e a resistência ao rolamento melhoram o consumo de combustível por aproximadamente 6%, 3% e 2%, respectivamente.

6.3.2 - Determinando o Consumo de Combustível

(de acordo com a norma DIN 70 030)

a - Procedimentos para Carros de Passageiros

O consumo de combustível deve ser determinado de acordo com três procedimentos especificados: um ciclo dirigido que simule dirigir um veículo na cidade e duas velocidades constantes de estrada de 90 e 120 km/h.

O ciclo dirigido é simulado no carrinho de teste tipo rolo. As figuras de consumo na velocidade constante da estrada podem ser medidas no carrinho de teste do tipo rolo ou na estrada. O teste de distância deve ser ao menos de 2 km, e o ângulo de inclinação deve encontrar-se dentro de 2%.

Durante o ciclo dirigido, o veículo deve ter o peso especificado para testar o gás de exaustão. Durante os testes a velocidade-constante, a carga adicional do veículo deve ser a metade da carga útil, mas ao menos 180 kg.

O consumo de combustível C é dado em litros por 100 km como especificado nos padrões pertinentes.

Medida gravimétrica de consumo de combustível

$$C = \frac{m_c}{Q_r \cdot s} \cdot 100 \quad l/100 km \quad \text{Eq. 6.3}$$

m_c Massa de combustível consumido em kg;

Q_r Densidade do combustível em kg/l abaixo das condições de referência;

s Distância percorrida em km.

Medida volumétrica de consumo de combustível

$$C = \frac{V(1 + \beta(20^\circ - t_k))}{s} \cdot 100 \quad l/100 km \quad \text{Eq. 6.4}$$

V Volume de combustível consumido em litros;

β Coeficiente de expansão de combustível ($\approx 0.001/^\circ C$);

t_k Temperatura do combustível em $^\circ C$.

b - Procedimentos Gerais para Veículos a Motor

(excluindo carros de passageiro e tratores)

O consumo de combustível de veículos a motor é medido em ambos os sentidos sobre uma trajetória num plano teste (é alicive de $\pm 1.5\%$) aproximadamente de 10km. O curso teste deve ser atravessado em uma velocidade uniforme que seja 3/4 da velocidade máxima. O limite de velocidade máxima do teste para motocicletas é 110 km/h; a velocidade máxima de teste para outros veículos está a uma velocidade permissível máxima da estrada como por regulamentos licenciado na estrada. O veículo deve ser carregado com a metade da carga útil; as motocicletas devem ser dirigidas pela pessoa de e que pesa aproximadamente 65 kg.

O consumo de combustível C é em litros por 100 km como especificado nos padrões pertinentes.

$$C = 1.1 \cdot \frac{V}{s} \cdot 100 \quad l/100km \quad \text{Eq. 6.5}$$

V Volume de combustível consumido em litros;

s Distância percorrida em km.

1.1 é fator de segurança para esclarecer condições desfavoráveis durante o dirigir normal na rua.

A figura 6.25 mostra o esboço de um mapa de consumo de combustível e o caminho em que uma CVT pode percorrer.

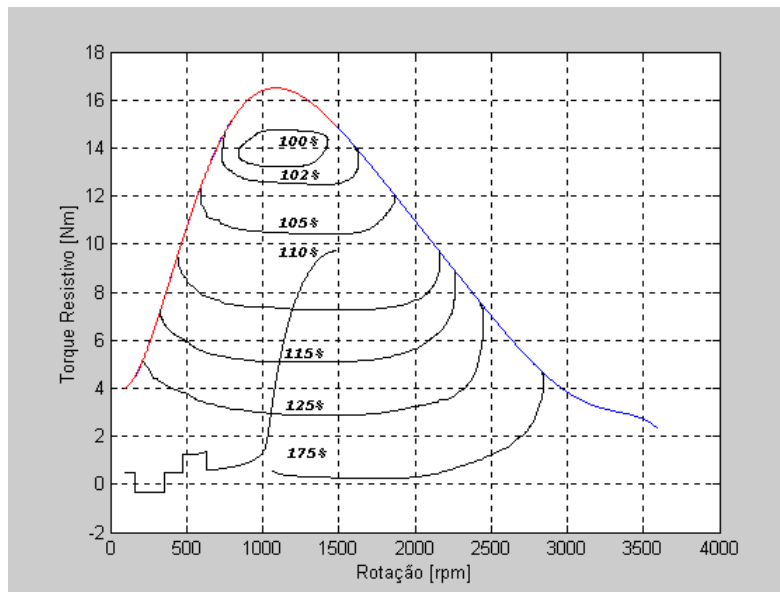


Fig. 6.25. Mapa de Consumo de Combustível.

Capítulo 7

Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos

7.1 - Conclusão

Concluiu-se que é possível a partir das características do motor e da demanda introduzida ao sistema e conhecendo-se os elementos dos acionadores, conhecer o relacionamento entre todos os componentes da CVT e seu funcionamento, os componentes que constituem o sistema como um todo (motor, CVT, redutor, as rodas do veículo e o percurso) e assim conhecer o comportamento da CVT. Tendo-se em vista que para veículos automotivos, um maior rendimento e aproveitamento de combustível em condições de funcionamento controladas, a CVT é uma grande alternativa entre os tipos de transmissões.

Após o conhecimento dos componentes e formas de acionamento pode-se verificar a influência que estes tem no comportamento da CVT e a consequência das possíveis alterações. Foi possível verificar a sensibilidade do sistema CVT a alterações do ambiente externo e condições internas dos acionadores. Variações dos componentes, distância entre centros das polias, comprimento da correia, variações da inclinação da pista na faixa em que o conjunto polias-correia da CVT esteja conectando fortemente o sistema com mínimo de patinação.

7.2 – Trabalhos Futuros

Para trabalhos futuros serão feitos estudos quanto à otimização dos componentes e do funcionamento da CVT para obtenção do mínimo consumo de combustível, incluindo diferentes situações, diferentes tipos de acionamentos e percursos mais complexos. Poder-se-á dar ênfase aos vários princípios de projetos de CVTs, na análise de resultados recentes e no

desenvolvimento dos componentes, e na aproximação sistemática para a integração de CVTs em linhas automotivas e de movimentação.

Poder-se-á também fazer novas alterações dos componentes já estudados e de outros ainda não verificados que também podem interferir no comportamento da CVT. Substituir materiais dos discos das polias e testar uma corrente ao invés de uma correia. Estudar o contato entre estes elementos, desgaste, fadiga, vida dos componentes, etc. Verificar se atende às necessidades de projeto e do interessado com um mínimo custo de produção e montagem.

Pretende-se converter toda a programação para a linguagem do programa comercial Visual Basic, onde pretender-se-á fazer um programa interativo de síntese de CVT por polias expansivas onde o usuário interessado, poderá escolher entre um mix de possíveis alternativas de CVTs mostradas pelo programa para uma dada situação, qual a que lhe é mais conveniente e funcional.

O programa poderá mostrar a partir de alguns dados fornecidos pelo usuário (como faixa de operação da relação de transmissão da CVT, raios nominais das polias, etc), um desenho que represente a CVT em questão. E a partir desses dados poder-se-á simular o comportamento de um veículo para as condições dadas inicialmente. E assim verificar se a CVT escolhida se comporta conforme o desejado e se atende às expectativas.

Poder-se-á fazer também alterações dos componentes dos acionadores da CVT, alterar a forma de acionamento (por inércia de massas, por camos, por molas, elétricos, hidráulicos, etc), mudar as posições dos acionadores e fazer-se combinações destes verificando o comportamento desta CVT e do veículo.

Bibliografia

- [1] CLEVELAND GEAR. Cleveland Speed Variators. Disponível em <
<http://www.clevelandgear.com/variators.htm>> Acesso em 13 out. 2003.
- [2] BELTLESS CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION. Disponível em <
<http://www.mie.utoronto.ca/staff/projects/cleghorn/Research/mmo4.html>> Acesso em 13 out. 2003.
- [3] NEWMOTORAGE. Automóveis & Tecnologia. Disponível em <
<http://www.newmotorage.com/Panorama/Panorama/7marchas.html>> Acesso em 13 out. 2003.
- [4] BEST CARS WEB SITE. Os Precursores da CVT. Disponível em <
<http://www2.uol.com.br/bestcars/ph/124b.htm>> Acesso em 13 out. 2003.
- [5] RITZSITE. DAF CARS: THE 55 MODEL. Disponível em <
http://www.ritzsite.demon.nl/DAF/DAF_cars_p9.htm> Acesso em 13 out. 2003.
- [6] A NISSAN. Nissan Hypertronic CVTM6, uma inovação a nível mundial. Disponível em <
<http://www.nissan.pt/anissan/tecnologia.asp?artigo=11>> Acesso em 13 out. 2003.
- [7] RITZSITE. DAF CARS: THE 55 MODEL. Disponível em <
http://www.ritzsite.demon.nl/DAF/DAF_cars_p17.htm> Acesso em 13 out. 2003.
- [8] BEST CARS WEB SITE. Os Precursores da CVT. Disponível em <
<http://www2.uol.com.br/bestcars/colunas/estrada-118.htm>> Acesso em 13 out. 2003.
- [9] BEST CARS WEB SITE. Os Precursores da CVT. Disponível em <
<http://www2.uol.com.br/bestcars/tecprep/cvt-3.htm>> Acesso em 13 out. 2003.

BREVINI RIDUTTORI – *Planetary Partner*. (catálogo) Itália.

BRIGGS & STRATION **Catálogo do motor** - nº MS-3928-10/99, Impresso nos Estados Unidos, direitos autorais 1999 pela Briggs & Stratton Corporation.

CESTARI INDUSTRIAL E COMERCIAL S.A. – **Divisão redutores de velocidade** – linha Magma. (catálogo 01-85). SP.

COMET INDUSTRIES **Catálogo** – CVT MODEL 780 Automatic Torque Converter, Setembro de 1999.

ENDRES, H.; Gesenhaus, R.; Nowatschin, K.: **Die multitronic® in Audi A4**. Sonderausgabe von ATZ und MTZ, November 2000.

INSTALAÇÕES DE MÁQUINAS I. **Redutores Marítimos**. (Apostila de notas de aula).

JUNIOR, C. A. **Manutenção dos Variadores de Velocidade dos Tornos Automáticos e Multifusos**. (1995).

KURIHARA R. & DEDINI F. G. (1998). **Desenvolvimento de um Programa para apoio ao Projeto e Dimensionamento de Trens Planetários**. VII Congresso e Exposição Internacionais da Tecnologia da Mobilidade. Catálogo SAE TECHNICAL 982910 PAPER SERIES P. São Paulo. Brasil.

LOURENÇO, V. S. (1998). **Variador de Velocidade**. Santa Bárbara D'Oeste. Trabalho de graduação – Universidade Metodista de Piracicaba.

LUK DO BRASIL EMBREAGENS LTDA CVT - Components **Catálogo** 1332/2.0/06.2000/ABC.

BOSCH, R. G.: **Automotive Handbook**. Automotive Equipment Product Group, Department for Technical Information. 2º Edição, 1986.

MORAIS, R. F.. **“Simulação de Desempenho Veicular Utilizando a Metodologia Holmes”**, Unicamp, Trabalho de Graduação, Janeiro de 2001.

REDUTORES TRANSMOTÉCNICA LTDA. – Variadores de velocidade P.I.V. (**catálogo**). SP.

SATTLER, H.: **Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallumschlingungsgetriebe**. Dissertation Universität Hannover, 1999.

SATTLER, H.: **Mess- und Prüfverfahren für eine Wirkungsgradbestimmung von stufenlos verstellbaren Umschlingungsgetrieben**. FVA-Forschungsvorhaben Nr. 221/I, Frankfurt, September 1998.

SEW DO BRASIL – Moto Redutores. **Catálogo** 8/88 edição 06/93.

TRANSISTROL – Variadores Eletromagnéticos **catálogo**.

YOK – Comércio e Rep. De Máquinas LTDA. **Catálogo** Inovação em Redutores - Redutores Reduciclo.

ANEXO 1

Implementação Computacional (Programa)

A.1 – Aspectos Gerais

O programa Matlab foi utilizado como ferramenta computacional, onde pode-se escrever um programa simplificado que atendesse as necessidades e considerações do projeto estudado e algumas características inerentes desta transmissão mecânica.

A.2 – Aspectos Específicos

Este capítulo destina-se a exibir o programa que foi desenvolvido para os estudos referentes à caracterização da resposta dinâmica de uma CVT por polias expansivas e correia de borracha, juntamente com desenhos referentes a cada etapa do programa que ajudam a entendê-lo e a visualizar o fluxo de informações e a lógica adotada de seu funcionamento, conforme considerações anteriormente descritas sobre as polias e a correia.

Reuniu-se todos os dados e considerações de entrada do programa numa caixa de dados de onde se dá início ao fluxograma do programa.

Imediatamente após a exibição da caixa de dados e do fluxograma tem-se o programa propriamente dito descrito conforme foi utilizado no programa comercial Matlab.

Dados de Entrada

Rotação do Motor - rota
Torque do Motor T_m - torque
Velocidade do Veículo
Raio de Deslocamento do Braço do Rolete - r_1
Relação de Transmissão do Redutor - R_{tp}
Coeficiente de Arrasto do Ar - c_w
Densidade do Ar - Q
Área Frontal do Veículo - A
Raio do Pneu em Contato com o Chão - R
Massa do Veículo - M
Ângulo de Inclinação da Pista - f_{hi}
Coeficiente de Resistência ao Rolamento - f
Aceleração da Gravidade - g
Ângulo do Camo da Polia Movida - gama
Raio do Camo Movida - rr_2
Constante Elástica da Mola da Polia Movida - K
Força de Pré-carga na Mola da Polia Movida - $FM_{pré}$
Ângulo de Inclinação de cada Disco das Polias - α
Coeficiente de Atrito Estático Metal-Borracha - μ_i
Massa do Rolete - m
Raio de Origem do Deslocamento do Rolete - r_0
Constante Elástica da Mola na Base do Braço do Rolete - k_r
Ângulo do Camo da Polia Motora - δ
Distância entre Eixos das Polias Motora e Movida - X_c
Comprimento Padrão de Correia - L
Limite dos Raios Nominiais da Correia nas Polias - R_g
Inércia do Motor - I_m

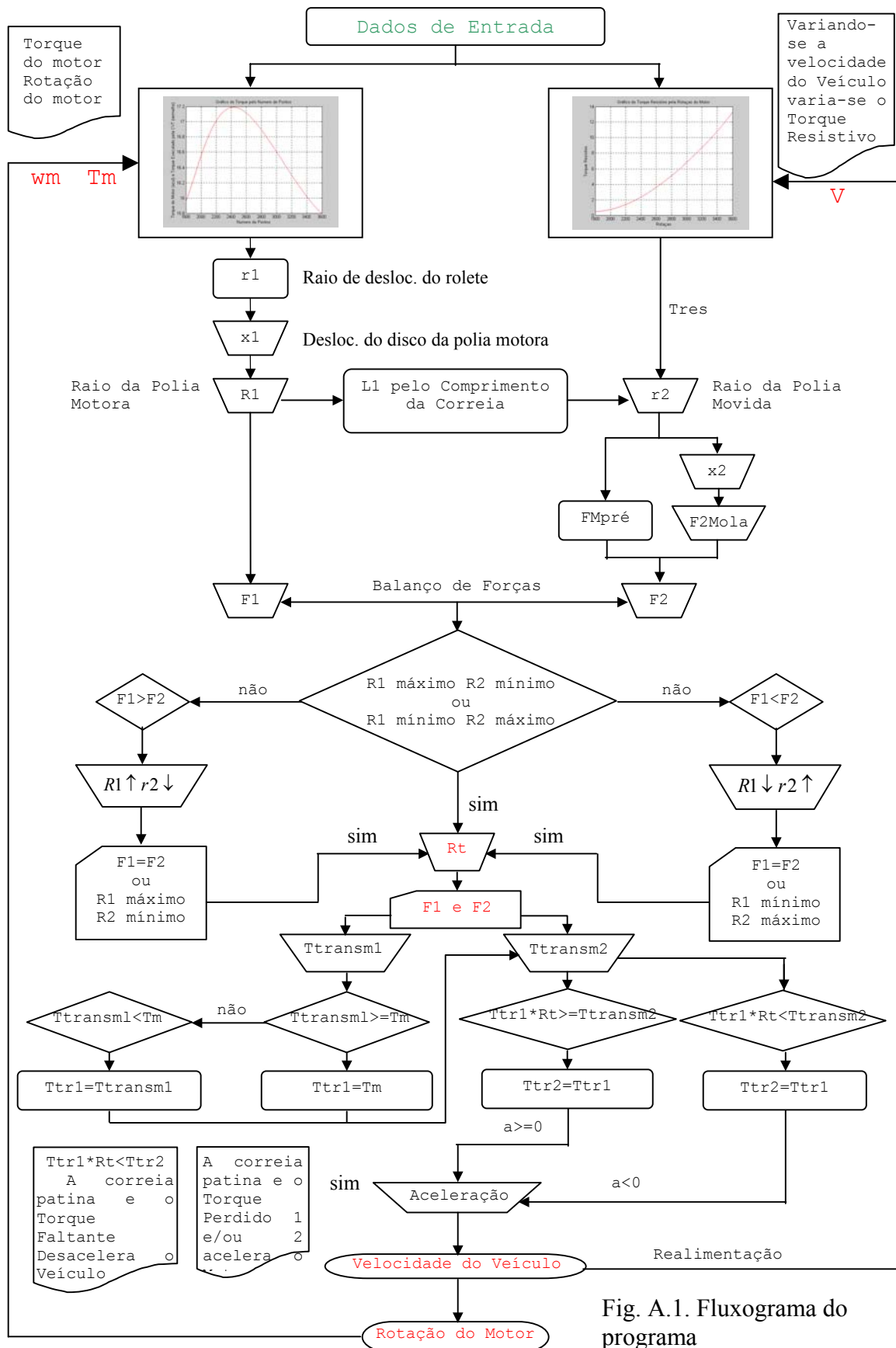


Fig. A.1. Fluxograma do programa

A.3 – Programa da CVT

```
close all
clear all
clc

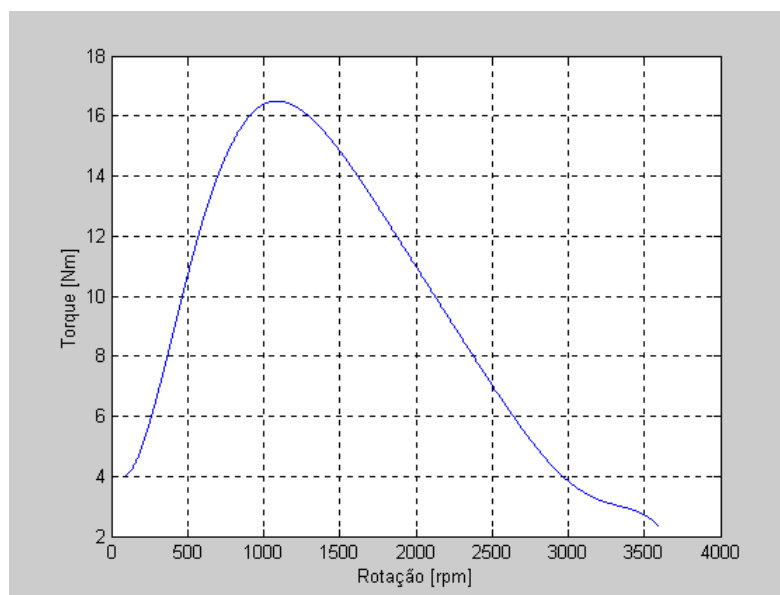
%.....Gráfico de Torque do Motor.....

w=[100:360:3600];
T=[4 10 15 17 14 12 9 6 4 3];
p=polyfit(w,T,7);

count=1800;

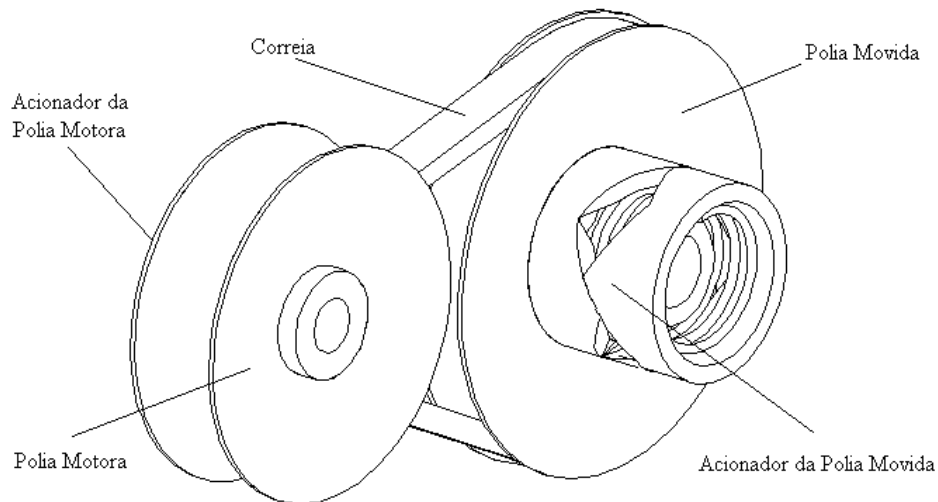
for contador1=100:3600,
    tor(count)=0;
    rot(count)=contador1;

    for contador2=1:8,
        tor(count)=tor(count)+p(contador2)*contador1^(8-contador2);
    end
    count=count+1;
end
```



%Dados de Entrada

```
j=1; % Contador
R1max=88; %[mm] Raio nominal máximo de contato da correia com a polia motora
R1min=30; %[mm] Raio nominal mínimo de contato da correia com a polia motora
r2max=113.930; %[mm] Raio nominal máximo de contato da correia com a polia
movida
r2min=64.483; %[mm] Raio nominal mínimo de contato da correia com a polia
movida
am1(1)=0; %[m/s^2] Aceleração inicialmente adotada do veículo
s(1)=0; %[m] Deslocamento do veículo
V(1)=0; %[Km/h] Velocidade do veículo.
rota(j)=100; %[rpm] Rotação do motor
delrota(j)=0; %[rpm] Delta da rotação devido a patinação da correia
rotaP1(j)=0; %[rpm] Rotação da correia na polia motora
rotaP2(j)=0; %[rpm] Rotação da correia na polia movida
tempo(j)=0; %[s] Tempo
r1(1)=0; %Deslocamento do braço do rolete.
Xc=244.348; %Distância entre os eixos das polias motoras e movidas
L(j)=970; %Comprimento padrão da correia
    r21(j)=r2min;
    L11(j)=800;
    while (L11(j)-L(j))^2>0.05
        if r21(j)>=r2max
            break
        end
        r21(j)=r21(j)+0.05;
        alfat(j)=asin((-R1(j)+r21(j))/Xc);
        Bp1t(j)=pi-2*alfat(j); %Ângulo de abraçamento da correia padrão na polia
motora [rad]
        Bs1t(j)=pi+2*alfat(j); %Ângulo de abraçamento da correia padrão na polia
movida [rad]
        L11(j)=R1(j)*Bp1t(j)+r21(j)*Bs1t(j)+2*sqrt(Xc^2-(r21(j)-R1(j)).^2);
%Comprimento calculado da correia para a variação destes raios
    end
```



```

cw=0.32;           %coef. arrasto do ar
Q=1;               %densidade do ar [kg/m^3]
A=2; %[m^2]        %Área frontal do Veiculo
D=0.63;%[m]        %Diâmetro da Roda+pneu do Veiculo
R=D/2; %[m]        %Raio do pneu em contato com o chão
M=200;%[kg]        %Massa do veiculo
fhi=0;%[°] ou alfa %Ângulo de inclinação da pista [°]
fhi=fhi*(pi/180); %Ângulo de inclinação da pista [rad]
V0(j)=0; %[Km/h]
v(j)=V(j)./3.6; %[m/s]
v0(j)=0;%[m/s]
f=0.02;           %coef.de resistência ao rolamento
g=9.81;%[m/s^2]   aceleração da gravidade
alpha=10.12[°]    Ângulo de inclinação de cada disco das polias
alpha=0.1767;%[rad] Ângulo de inclinação de cada disco das polias
mi=0.5;           %Coeficiente de Atrito Estático Metal-Borracha
m=65/1000; %[Kg]
m=75/1000; %[Kg]
m=85/1000; %[Kg] Massa do rolete (Foram feitas variações dessa massa para
o estudo do comportamento da CVT)
m=95/1000; %[Kg]
m=105/1000; %[Kg]
%kr=(m*g)/r0;
%%%kr=27.7950 primeira
%kr=2;

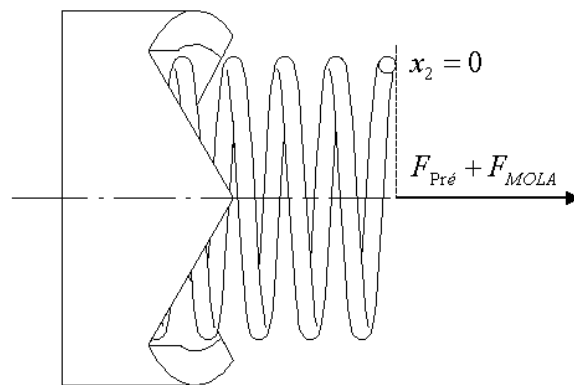
```

```

%kr=3;
kr=5; %Adotado - Constante elástica da mola na polia motora (Foram feitas
variações dessa constante para o estudo do comportamento da CVT)
%kr=7;
%kr=9;
r0=0.03;%[m]
delta=27; %[°]           Ângulo do camo motor em graus
delta=delta*pi/180; %[°]  Ângulo do camo motor em radianos
gama=42.73; %[°]         Ângulo em graus do camo da polia movida
gama=gama*(pi/180); %[rad] Ângulo em radianos do camo da polia movida

```

Cálculo da Mola



```

FMpre(j)=1; %[N]  Força de pré-carga na mola da polia movida
FMpre=linspace(FMpre(j),FMpre(j),j);

Tal=9250; %[Kg/cm^2]      Tensão admissível
D=3.9; %[cm]              Diâmetro nominal da mola
z=6; %                    Número de Espiras
P=FMpre/9.81; %[Kg]       Força de pré-carga
Wt=((P*D)/(2*Tal)); %[cm^4]
d=(Wt*16/pi).^(1/3); %[cm] Diâmetro do arame da mola
d=0.6; %[cm]              Diâmetro padrão do arame da mola
Jt=((pi*(d^4))/32); %[cm^3] Momento inercial
G=0.83*(10^6); %[Kg/cm^2] para molas de aço temperado
Xm=(pi*z*(D^3)*P)/(4*Jt*G*100); %[m] Compressão da mola para pré carga
K=FMpre/Xm; %[N/m]        Constante elástica da mola da polia movida
Xm=Xm*1000; %[mm]         Deslocamento de compressão da mola

```

```

rr2=50/1000; %[m] Raio do camo movida
%K=0.1e+004;
%K=2e+004;
K=3.7061e+004; %Adotado Constante elástica da mola da polia movida (Foram
feitas variações dessa constante para o estudo do comportamento da CVT)
%K=5e+004;
%K=20e+004;
delta1=(90*pi/180)-delta;
Mm=10; %[Kg] Massa do Motor
rd=250/1000; %[mm]Raio do disco de inércia adotado
Im=(Mm*rd^2); %Inércia do motor
t=1/150; %[s] Delta tempo em relação ao veículo
tm(j)=t; %[s] Delta tempo em relação ao motor

```

```

while tempo(j)>=0

Rtp(j)=7.125;
Rtp=linspace(Rtp(j),7.125,j); %Relação de transmissão do planetário
if tempo(j)>=1
    fhi=-2; %Inclinação da pista no instante de 1 segundo (descida)
end
if tempo(j)>=3
    fhi=0; %Inclinação da pista no instante de 3 segundos (Plano)
end
if tempo(j)>=4
    fhi=2; %Inclinação da pista no instante de 4 segundos (subida)
end
if tempo(j)>=5
    fhi=0; %Inclinação da pista no instante de 5 segundos (Plano)
end
end

```

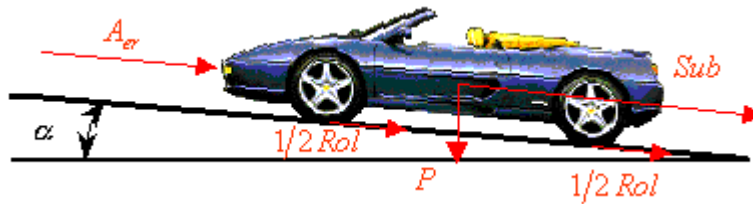


```

fhi=fhi*(pi/180); %Ângulo de inclinação da pista [rad]
v(j)=V(j)./3.6; %[m/s] %Velocidade do veículo

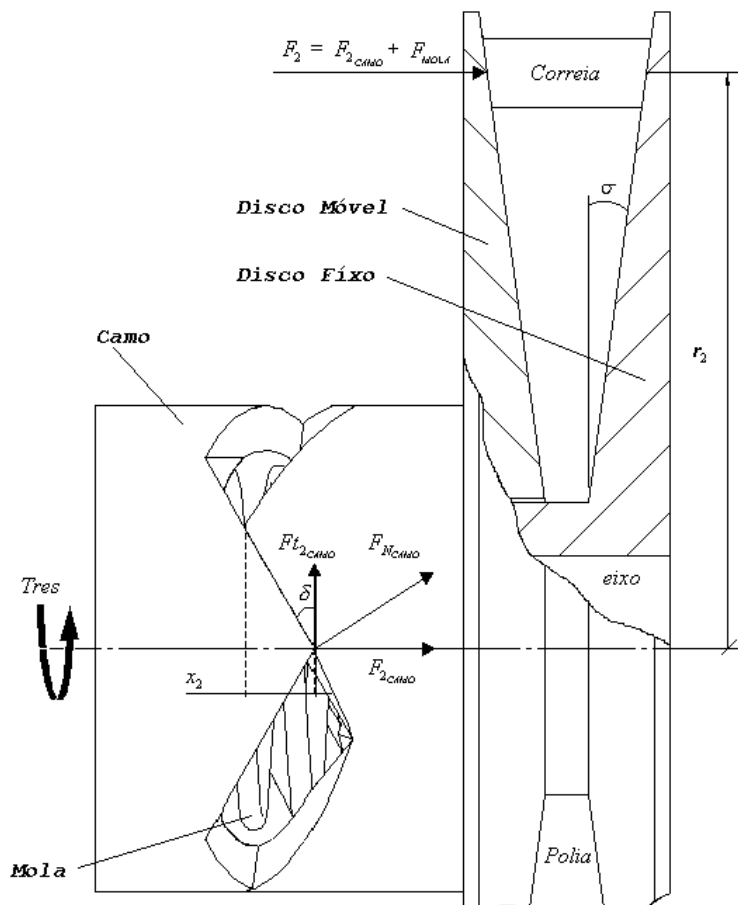
```

%.....Cálculo das Perdas no Movimento.....

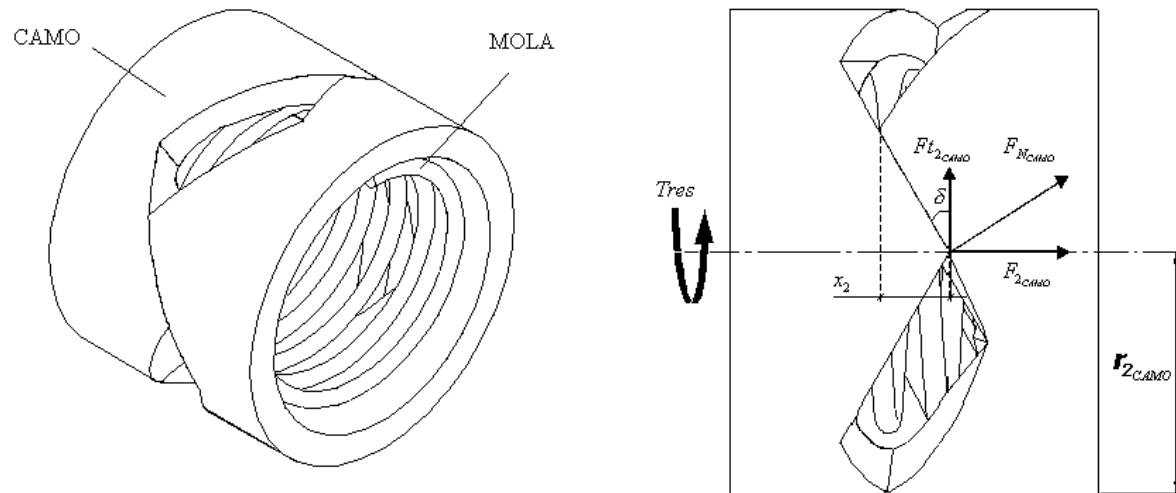


```
Aer(j)=0.5*(cw*Q*A*((v(j)+v0(j))^2)); %Resistência do aerodinâmica [N]
Rol=f.*M.*g*cos(fhi); %Resistência ao rolamento [N]
Sub=M.*g*sin(fhi); %Resistência a subida [N]
Tot(j)=Aer(j)+Rol+Sub; %Total das Forças Resistivas [N]
Dem(j)=Tot(j)*R; %[Nm] Torque Resistivo ao Veiculo (Demanda)
Tresv(j)=Dem(j); %[Nm] %Torque Resistivo ao Veiculo
Tres(j)=Tresv(j)./Rtp(j); %[Nm] %Torque Resistivo que chega a CVT
```

%Estudo das Forças no Acionador da Polia Movida

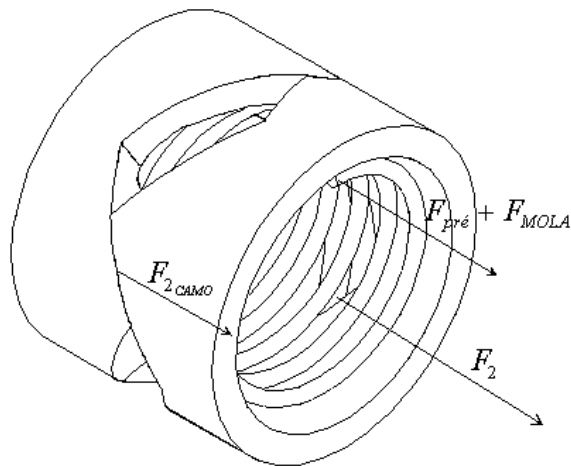


%Estudo do Camo da Polia Movida



```
Ftaa2(j)=(Tres(j)/2)/rr2; %[N] Força tangencial à superfície do camo
Fq(j)=Ftaa2(j)/sin(gama); %[N] Força normal à superfície do camo
F2c(j)=Fq(j)*cos(gama); %[N] Força axial no camo
```

%Forças no Acionador da Polia Movida



```
x2(j)=(2*((113.933./1000)-(r2(j)./1000))*tan(alpha)); %[m] Deslocamento do
disco móvel da Polia Movida
```

```
FMola(j)=K*x2(j); %[N] Força da Mola devido ao Deslocamento x2
```

```
x2(j)=x2(j).*1000; %[mm]
```

```
F2(j)=F2c(j)+FMpre(j)+FMola(j); %[N] Força axial de Compressão do Disco
Móvel da Polia Movida contra a Correia
```

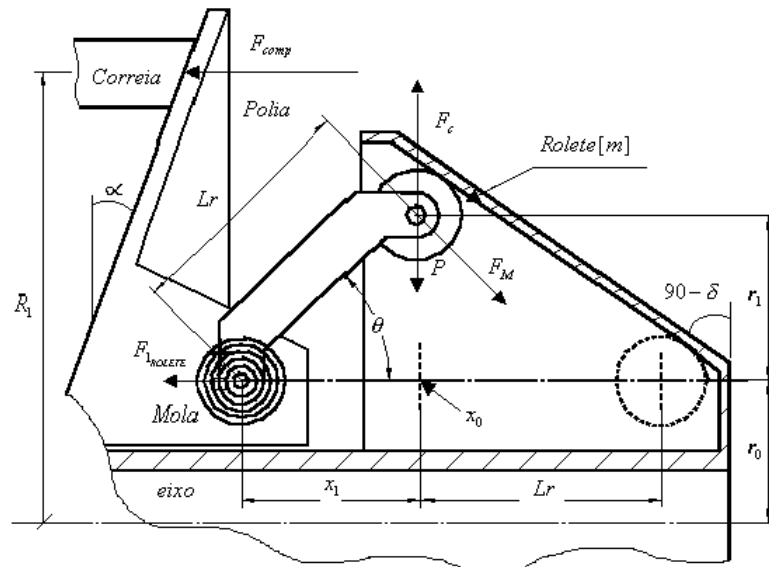
```
Fta2(j)=((F2(j)*2*mi)./cos(alpha)); %[N] Força de Atrito correia-polia na
Polia Movida
```

```
Fr2(j)=F2(j)*tan(alpha); %[N] Força que desloca a correia em 2
```

%Estudo das Forças no Acionador da Polia Motora

```
wrad(j)=(2*pi/60)*rota(j); %[rad/s] Rotação do Motor
```

```
torque(j)=polyval(p,rota(j)); %[Nm] Torque do Motor
```



```
r(j)=r0+r1(j); %[m] Raio de deslocamento do rolete em relação a linha de
centro das polias
```

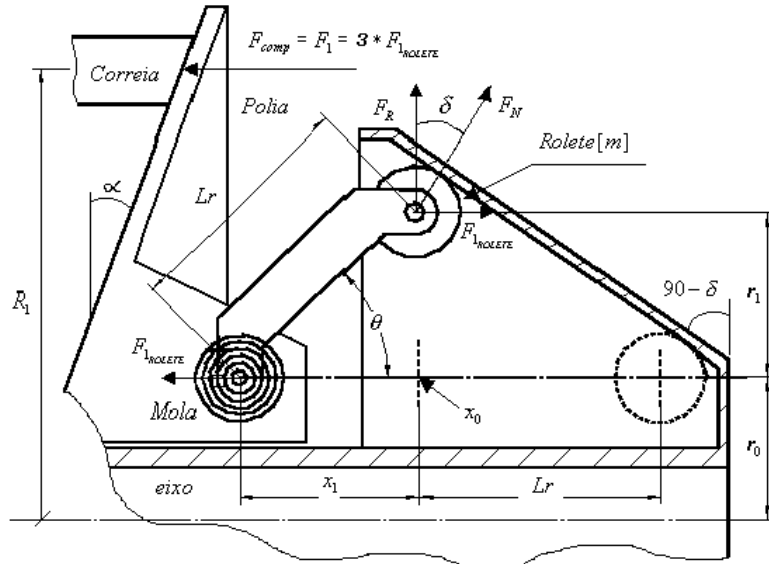
```
Fc(j)=m*r(j)*(wrad(j).^2); %[N] Força devida a inércia das massas
```

```
Fmr(j)=kr*r(j); %[N] Força da mola do rolete
```

```
if Fr(j)<0
```

```
    Fr(j)=0
```

```
end
```



```
Fr(j)=3*(Fc(j)-Fmr(j)); %[N]Força resultante devido aos 3 roletes e molas
```

```
F(j)=Fr(j)/sin(delta); %[N] Força normal à superfície do camo motor
```

```
Flrolete(j)=F(j)*cos(delta); %[N] Força de compressão na polia motora
```

```
Ftal(j)=(2*mi*(Flrolete(j)./cos(alpha))); %Força de Atrito correia-polia motora
```

```
Fr1(j)=Flrolete(j).*tan(alpha); %Força que desloca a correia em 1
```

```
delta1=(90*pi/180)-delta; [rad] Ângulo complementar do camo motor
```

```
x1(j)=(r1(j)*1000)/tan(delta1); %[mm] Deslocamento do disco da polia motora
```

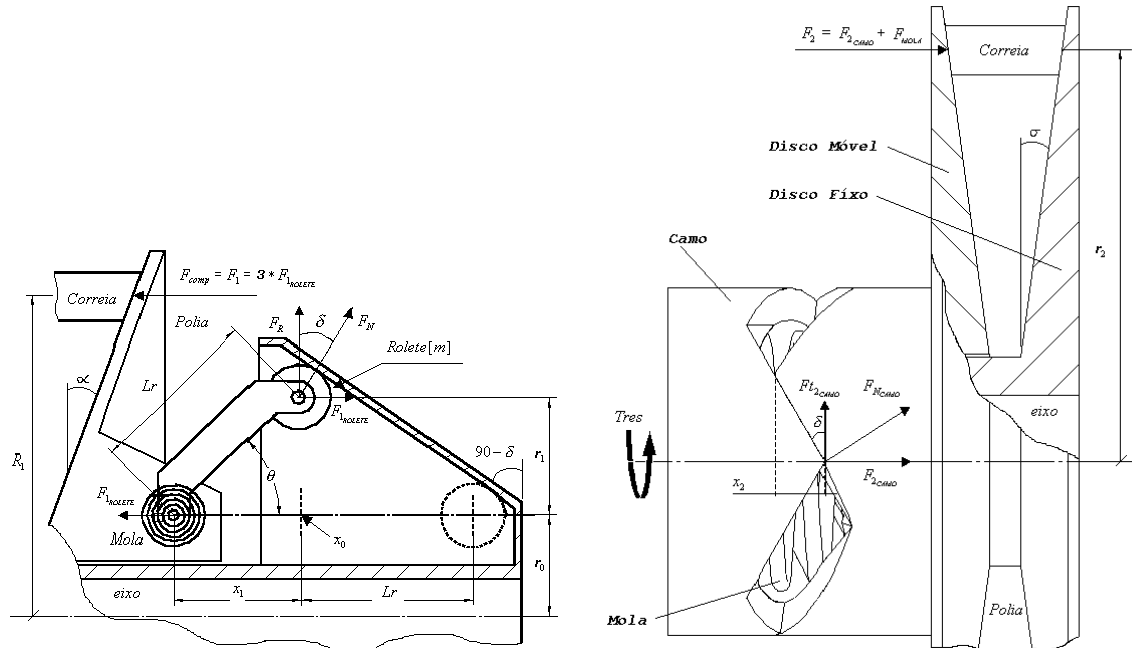
```
R1(j)=30+(x1(j)./(2*tan(alpha))); %[mm] Raio nominal da posição da correia na polia motora
```

```
Ftann1(j)=torque(j)./(R1(j)/1000); %[N] Força tangencial da polia motora
```

```
F1m(j)=(Ftann1(j)*cos(alpha))./(2*mi); %[N] Força normal de atrito na polia motora - correia
```

```
F1(j)=F1rolete(j); %[N] %Força axial de Compressão do Disco Móvel da Polia Motora contra a Correia
```


%Balanceamento das Forças F1 e F2 e Posicionamento da Correia nos Raios
Nominais das Polias Motora e Movida



$Rg(j) = r2(j) - R1(j)$; %Diferença entre os Raios (Máximo e Mínimo) da polia Movida com os Raios (Máximo e Mínimo) da Polia Motora.

%Assim tem-se os limites (Máximo e Mínimo) que a correia poderá atingir.
 Ex.: $113.933 - 30 = 83.933$ [mm] (Máximo) ou $64.483 - 88 = -23.5170$ [mm] (Mínimo).

```
while (F1(j)-F2(j))^2>=0.02%8.6735e-006%0.1728*10^-3% %F1>F2
    bol(j)=F1(j)/F2(j);
    %F1>F2 - Condição se F1 for maior que F2
    if bol(j)>=1.00
        incri=0.001;
    end
    if bol(j)>1.2
        incri=0.01;
    end
    if bol(j)>2
        incri=0.1;
    end
    %F1<F2 - Condição se F1 for menor que F2
```

```

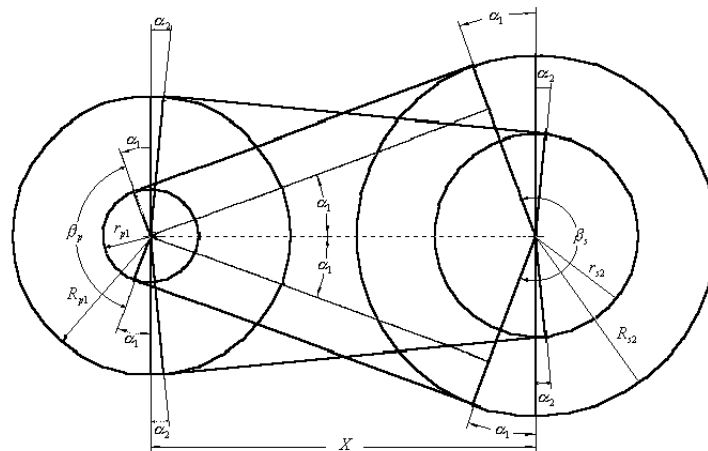
if bol(j)<1
    incri=-0.001;
end
if bol(j)<1/1.2
    incri=-0.01;
end
if bol(j)<1/2
    incri=-0.1;
end
R1(j)=R1(j)+incri;
if R1(j)>R1max
    R1(j)=R1max;
    break
end
if R1(j)<R1min
    R1(j)=R1min;
    break
end
r21(j)=r2(j);
L11(j)=800;
L(j)=970;
while (L11(j)-L(j))^2>0.02
    bol2(j)=L11(j)/L(j);
    if bol2(j)>=1.00
        incri2=0.001;
    end
    if bol2(j)>1.5
        incri2=0.01;
    end
    if bol2(j)>2
        incri2=0.1;
    end
    if bol2(j)<1.00
        incri2=-0.001;
    end
    if bol2(j)<1/1.5
        incri2=-0.01;
    end
end

```

```

if bol2(j)<1/2
    incri2=-0.1;
end
r21(j)=r21(j)-incri2;
if r21(j)>r2max
    r21(j)=r2max;
end
if r21(j)<r2min
    r21(j)=r2min;
end
alfat(j)=asin((r21(j)-R1(j))/Xc);
Bp1t(j)=pi-2*alfat(j); %Ângulo de abraçamento da correia padrão na
polia motora [rad]
Bs1t(j)=pi+2*alfat(j); %Ângulo de abraçamento da correia padrão na
polia movida [rad]
L11(j)=R1(j)*Bp1t(j)+r21(j)*Bs1t(j)+2*sqrt(Xc^2-(r21(j)-R1(j)).^2);
if r21(j)>r2max
    r21(j)=r2max;
    break
end
if r21(j)<r2min
    r21(j)=r2min;
    break
end
end
end

```



```

R2(j)=r21(j);
r2(j)=R2(j); %[mm] Raio Nominal da Posição da Correia na Polia Movida

```

```

Rt(j)=r2(j)./R1(j); Relação de Transmissão da CVT
x1(j)=2*(R1(j)-30)*tan(alpha); %[mm] Deslocamento do disco da polia motora
    if x1(j)<0
        x1(j)=0;
    end
    r1(j)=(x1(j)*tan(delta1))./1000;    %[m] Deslocamento Radial do
Roleta da Polia Motora ao Ponto r0 de origem
    r(j)=r0+r1(j); %[m] Deslocamento Radial do Roleta da Polia Motora
em Relação à Linha de Centro das Polias
    wrad(j)=(2*pi/60)*rota(j); %[rad/s] Rotação do Motor
    Fc(j)=m*r(j)*(wrad(j)^2); %[N] Força devida a inércia das massas
    Fmr(j)=kr*r(j); %[N] Força da mola do rolete
    Fr(j)=3*(Fc(j)-Fmr(j)); %[N] Força resultante devido aos 3 roletes
e molas
    F(j)=Fr(j)/sin(delta); %[N] Força normal à superfície do camo
motor
    Flrolete(j)=F(j)*cos(delta); %[N] %Força axial de Compressão do
Disco Móvel da Polia Motora contra a Correia
    x2(j)=(2*((113.933./1000)-(r2(j)./1000))*tan(alpha)); %[m]
Deslocamento do disco móvel da Polia Movida
    if x2(j)<0
        x2(j)=0;
    end
    FMola(j)=K*x2(j); %[N] Força na Mola da Polia Movida
    F2(j)=F2c(j)+FMpre(j)+FMola(j); %[N] %Força axial de Compressão do
Disco Móvel da Polia Movida contra a Correia
    Fta2(j)=(F2(j)*2*mi/cos(alpha)); %[N] Força de Atrito correia-
polia na Polia Movida
    x2(j)=x2(j).*1000; %[mm]
    torque(j)=polyval(p,rota(j)); %[Nm] Torque do Motor
    Fta11(j)=torque(j)./(R1(j)/1000);    %[N] Força Tangencial
Transmissível pelo Motor
    Flm(j)=(Fta11(j)*cos(alpha))./(2*mi);    %[N] %Força axial de
Compressão do Disco Móvel da Polia Motora contra a Correia devido ao Torque do
Motor
    F1(j)=Flrolete(j); %[N] %Força axial de Compressão do Disco Móvel
da Polia Motora contra a Correia

```

$R_g(j) = r_2(j) - R_1(j)$; %Diferença entre os Raios (Máximo e Mínimo) da polia Movida com os Raios (Máximo e Mínimo) da Polia Motora

%-----Caixa de torque para verificar se a correia patina-----

```

F1tangencial(j)=(F1(j)*(2*mi))./cos(alpha); %[N] Força Tangencial
Ttransmissivel1(j)=F1tangencial(j)*(R1(j)/1000);          %[Nm]          Troque
Transmissível
if Ttransmissivel1(j)<torque(j)
    disp ('A correia Patina na Polia Motora (Ttransmissivel1<Torque do
Motor) ');
    Tperdido1(j)=torque(j)-Ttransmissivel1(j); %[Nm] Torque Perdido Acelera
o Motor
    Ttransmitido1(j)=Ttransmissivel1(j);
    am1(j)=Tperdido1(j)/Im; %[m/s^2]
    delrota(j)=am1(j)*(t)/(2*pi/60);
end
if Ttransmissivel1(j)>=torque(j)
    Ttransmitido1(j)=torque(j);
    am1(j)=0;
    delrota(j)=0;
    disp ('OK1 - Sistema engatado');
end
F2tangencial(j)=(F2(j)*(2*mi))./cos(alpha); %[N] Força Tangencial
Ttransmissivel2(j)=F2tangencial(j)*(r2(j)/1000);          %[Nm]          Troque
Transmissível
if Ttransmitido1(j)/R1(j)>Ttransmissivel2(j)/r2(j)
    Tperdido2(j)=R1(j)*(Ttransmitido1(j)/R1(j)-Ttransmissivel2(j)/r2(j));
    Ttransmitido2(j)=Ttransmissivel2(j);
    am1(j)=am1(j)+ Tperdido2(j)/Im; %[m/s^2]
    delrota(j)=am1(j)*(t)/(2*pi/60);
    disp ('A correia Patina na Polia Movida
(Ttransmitido1/R1>Ttransmissivel2/r2) ');
end
if Ttransmitido1(j)/R1(j)<=Ttransmissivel2(j)/r2(j);
    Ttransmitido2(j)=(Ttransmitido1(j)/R1(j))*r2(j);
    disp ('OK2 - Sistema engatado');
end

```

```

F2tres(j)=(Tres(j)./(r2(j)/1000))*cos(alpha)/(2*pi);
Tresm(j)=Tres(j)/Rt(j);
Ttotal(j)=Ttransmitido2(j)-Tres(j);
a(j)=Ttotal(j)*Rtp(j)/(R*M); %[m/s^2] Aceleração do veículo
velm(j+1)=(V(j)/3.6)+(a(j)*(t)); %[m/s] Velocidade do veículo
v(j+1)=velm(j+1);
rotaP2(j+1)=velm(j)*30/(R*Rtp(j)*pi); %[rpm] Rotação da correia na polia
motora
rotaP1(j+1)=velm(j)*30/(R*Rtp(j)*Rt(j)*pi); %[rpm] Rotação da correia na
polia movida
rota(j+1)=rota(j)+delrota(j); %[rpm] Rotação do Motor
Velk(j+1)=velm(j+1)*3.6; %[Km/h] Velocidade do veículo
V(j+1)=Velk(j+1); %[Km/h] Velocidade do veículo
s(j+1)=s(j)+(velm(j)*t); %[m] Deslocamento do veículo
S(j+1)=s(j+1)./1000; %[Km] Deslocamento do veículo
tempo(j+1)=t+tempo(j); [s] Tempo
if tempo(j)>=10
    break
end
if rota(j)>=3600
    break
end
tempocont=tempo(j); [s] Cronômetro
j=j+1;
r1(j)=r1(j-1);
r21(j)=r21(j-1);
FMpre(j)=FMpre(j-1);
end
tempo=tempo(1:(j));
rota=rota(1:(j));
rotaP1=rotaP1(1:(j));
rotaP2=rotaP2(1:(j));
velm=velm(1:(j));
Velk=Velk(1:(j));
v=v(1:(j));
V=V(1:(j));
s=s(1:(j));
S=S(1:(j));

```

Anexo 2

Transmissão da Força na Correia

Segundo Bosch (1986), a equação geral para força de atrito é:

$$F_{atr} = \mu \cdot F \quad \text{Eq. A2.1}$$

F Força de contato [N];

F_{atr} Força atrito [N];

μ Coeficiente de atrito.

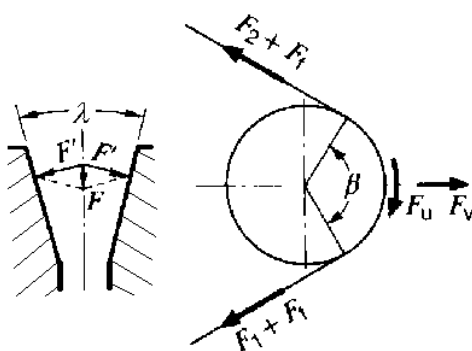


Fig. A.2. Esquema das Forças na Correia.

Tem-se a seguinte equação para polias de correia em V (figura A.2.1).

$$F_{atr} = \mu \cdot 2 \cdot F' \text{ ou } F_{atr} = \mu' \cdot F \quad \text{Eq. A2.2}$$

F' Força de contato normal à superfície do disco da polia [N];

μ' Coeficiente de atrito em cunha;

$$\text{onde } \mu' = \mu / \sin(\lambda/2) \quad \text{Eq. A2.3}$$

λ é o ângulo de inclinação entre as faces dos pares de discos das polias [rad];

A equação de Eytelwein descreve a transição para atrito estático para atrito dinâmico:

$$F_1 / F_2 = e^{\mu' \cdot \beta} \quad \text{Eq. A2.4}$$

F_1 Força no lado da correia com carregamento [N];

F_2 Força no lado da correia frouxa [N];

β é ângulo de abraçamento da correia nas polias [rad], conforme visto anteriormente;

Onde $\mu' \approx 0,5 \pm 0,15$ de acordo com as especificações dos fabricantes da correia em V com a incorporação dos vários fatores de segurança para contato metal-borracha.

Então a relação das forças nos dois lados da correia é:

$$F_1 / F_2 = e^{\mu' \cdot \beta} \quad \text{Eq. A2.5}$$

A correia não deslizará durante a transmissão da força periférica.

$$F_U = F_1 - F_2 = F_1(1 - e^{-\mu\beta}) = F_2(e^{-\mu\beta} - 1) = P \cdot 1020/v \quad \text{Eq. A2.6}$$

A força de pré-tensão F_V é requerida em ordem para transmitir a força periférica F_U ; em altas velocidades rotacionais, a força devido a inércia constituída F_F na correia deve ser levada em consideração. A força de pré-tensão é:

$$F_V = F_W + F_F \quad \text{Eq. A2.7}$$

$$F_W = F_U \cdot (e^{\mu\beta} + 1) / (e^{\mu\beta} - 1) \quad \text{Eq. A2.8}$$

$$F_F = 2 \cdot z \cdot F_f \cdot \sin(\beta/2) \quad \text{Eq. A2.9}$$

$$F_f = Q \cdot A_c \cdot v_c^2 \cdot 10^{-3} \quad \text{Eq. A2.10}$$

Q densidade do material da correia, $Q = 1,3 \text{ g / cm}^3$;

A_c Área da secção da correia;

v_c Velocidade da correia;

Ou simplificando

$$F_F = z \cdot k_2 \cdot v^2 \cdot \sin(\beta/2) \quad \text{Eq. A2.11}$$

Na prática, seguindo o processo de aproximação é freqüentemente suficiente para calcular a força de pré-tensão:

$$F_V = (k_1 \cdot F_U + z \cdot k_2 \cdot v^2) \cdot \sin(\beta/2) \quad \text{Eq. A2.12}$$

Em ordem para checar a pré-tensão na correia, a força estática aplicada em cada lado da correia é comparada com o valor obtido pela medição da deflexão.

$$F_S = F_V / (2 \cdot z \cdot \sin(\beta/2)) \quad \text{Eq. A2.13}$$

Em acionamentos corretamente projetados, o arrasto da correia é menor do que 1%, e a eficiência é 94 a 97%. Correias calculadas tem performance de acordo com a norma DIM 2218, ou de acordo com as especificações fornecidas pelos fabricantes. As especificações da performance das correias dos fabricantes são baseadas numa vida em serviço teórica de 25000 h.

Anexo 3

Mola Torsional

Segundo Bosch (1986), a figura A.3.1 mostra um esboço do acionamento de uma mola torsional.

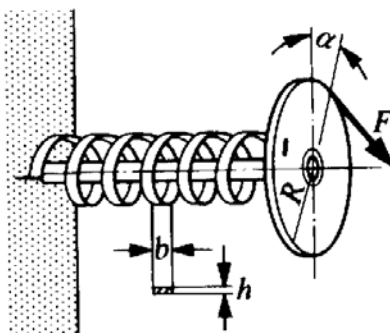


Fig.: A.3. Exemplo de mola torsional

Para molas torsionais de seção circular tem-se as seguintes equações:

$$\sigma_b = \frac{32}{\pi \cdot d^3} M \quad \text{Eq. A.3.1}$$

$$k_r = \frac{M}{\theta} = \frac{E \cdot \pi \cdot d^4}{57,3 \cdot 64 \cdot l} \quad \text{Eq. A.3.2}$$

Onde $M = F \cdot R$.

$$l = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n$$

Eq. A.3.3

σ_b Tensão torsional;

M Momento na mola;

F Força aplicada na mola;

R Distância do centro da mola ao ponto de aplicação da força;

k_r Constante elástica da mola;

α Ângulo de torção;

E Módulo de elasticidade;

l Comprimento da mola reta;

r Raio da espira;

n Número de espiras ativas.

Anexo 4

Mola de Compressão

Segundo NIEMANN (1971), para molas de compressão de aço temperado (figura A.4.1) $G = 0,83 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ a tensão de ruptura é $\sigma_r = 185 \text{ kgf/mm}^2$. Assim sendo podemos considerar a tensão admissível como $\sigma_{adm} = 0,5 \cdot \sigma_r$ então $\sigma_{adm} = 9250 \text{ kgf/cm}^2$.

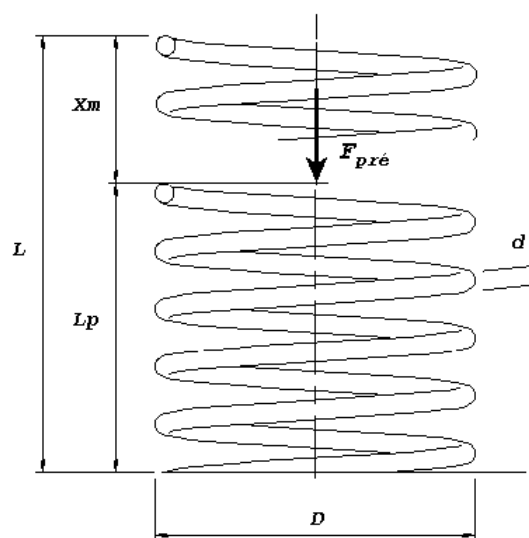


Fig. A.4. Mola de secção transversal cilíndrica constante de compressão.

Tabela A.4.1. Características da mola.

σ_{adm}	Tensão admissível	$9250 \text{ kgf} / \text{cm}^2$
D	Diâmetro nominal da mola	4 cm
z	Número de espiras	6
F_{pre}	Pré-carga na mola	kgf
Wt	Momento inercial	cm^3
Jt	Momento inercial	cm^3
d	Diâmetro do arame da mola	cm
Xm	Compressão da mola para pré-carga	m
K	Constante elástica da mola a polia movida	N/m
L	Comprimento da mola	cm

$$F_{pre} = F_{at} / 9.81 \quad \text{Eq. A.4.1}$$

$$W_t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \sigma_{adm}} \quad \text{Eq. A.4.2}$$

$$Jt = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad \text{Eq. A.4.3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Wt}{\pi}} \quad \text{Eq. A.4.4}$$

Adotar-se-á o diâmetro padrão do arame da mola $d = 0,5 \text{ cm}$.

$$Xm = \frac{\pi \cdot z \cdot d^3 \cdot P}{4 \cdot G \cdot Jt \cdot 100} \quad \text{Eq. A.4.5}$$

$$K = \frac{F_{pre}}{Xm} \quad \text{Eq. A.4.6}$$